

E 4524/1

BULETINUL

UNIVERSITATII
DIN BRASOV

Seria A	MECANICA APLICATA CONSTRUCTII DE MASINI
---------	--

Vol. XX- A-1978



BULETINUL UNIVERSITATII DIN BRASOV

SERIA A

• Mecanică aplicată

Vol. XX-A • 1978

COLEGIUL DE REDACTIE

Prof.dr.ing.Florea Dudiță (președinte), prof.em.dr.ing. Victor Hoffmann (vicepreședinte), conf.dr.ing.Filof - teia Negruțiu, prof. dr. ing. Vasile Vulcu, prof.dr.ing. Vasile Cîmpian, prof.dr.ing. Ioan Drăghici, prof.dr. Giusepe Munteanu, prof.dr.ing. Darie Parascan.

COMITETUL DE REDACTIE

Conf.dr.ing.Victor Benche, prof.dr. ing. Gheorghe Bobescu, conf.dr.ing.Sergiu Chiriacescu, prof.dr. ing. Ioan Drăghici (redactor șef), conf.dr. ing. Ion Goia, conf.dr.ing.Emeric Jakab, conf. dr. ing. Mircea Ivan, conf.dr.ing.Aurel Jula (redactor șef adjunct), prof.dr.ing.Andrei Nicolaide, prof. dr. ing.Virgil Olariu, conf.dr.ing. Simion Popescu , conf.dr.ing.Gheorghe Secară, prof. dr.ing.Wilibald Szabo, prof.dr.ing.Petre Tudoran, prof.dr.ing. Nicolae Veștemeanu.

Secretar de redacție: asist.ing.Mihai Ciobotă

De conținutul științific al lucrărilor din acest
volum răspund autorii respectivi

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A - Applied Mechanics - Machine Building
Vol. XX-A • 1978

Applied mechanics

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A - Mécanique appliquée - Construction de machines
Vol. XX-A • 1978

Mécanique appliquée

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT ZU BRAȘOV
Serie A - Angewandte Mechanik - Maschinenbau
Band. XX-A • 1978

Angewandte Mechanik

UNIVERSITY OF CALIFORNIA
LIBRARY
1974

LIBRARY

UNIVERSITY OF CALIFORNIA
LIBRARY
1974

LIBRARY

UNIVERSITY OF CALIFORNIA
LIBRARY
1974

LIBRARY

S U M A R
S U M M A R Y
I N H A L T S V E R Z E I C H N I S
S O M M A I R E

MECANICA APLICATA
APPLIED MECHANICS
ANGEWANDTE MECHANIK
MÉCANIQUE APPLIQUÉE

Pag.

- SIMA, P., IORDACHE, P.: O demonstrație a teoremei lui Lurie referitoare la rotațiile finite ale rigidului cu punct fix pe baza algebrei cuaternionilor..... 1
 Une demonstration de la theoreme de Lurie concernant les révolutions complètes d'un corps rigide à point fixe sur la base de l'algèbre des quaternions.
 Ein Beweis des Lehrsatzes von Lurie bezüglich der endlichen Rotation des Festkörpers mit fixem Punkt auf Grund der quaternären Algebra.
 Demonstration of the Lurie Theorem concerning the Finite Rotation of Rigid with Fix Point.
- OLARIU, V., MOSU, N., CONSTANTIN, FL.: Vibrațiile neliniare, în regim staționar, ale autoturismului ARO-240..... 7
 Les vibrations non-linéaires, en régime stationnaire, de l'automobile "ARO-240".
 Die nichtliniaren Schwingungen in stationärem Zustand des "ARO-240" Kraftfahrzeuges.
 Unlinear Oscillations of the Car "ARO 240" in a Steady - State Movement.
- SUTEU, V.: Colivia fictivă a șurubului cu bile..... 17
 La cage fictive de la vis à billes.
 Der künstliche Förderkorb des Kugelschraubentriebs.
 The Fictive Cage from the Ball-Bearing Screw Assembly.

- SERBU, A : Metodă de determinare a sarcinii critice de flambaj pentru rețele de bare drepte..... 23
 Méthode de détermination de la charge critique de flambage pour des réseaux de barres droites.
 Methode zur Bestimmung der Kritischen Biegunskraft bei einem Netz von geraden Stäben.
 A Method for the Determination of the Critical Load of Plane Bar Grids.
- VOICULESCU, ST.: Studiul distribuției tensiunilor în platbanda cu găuri circulare supusă la încovoiere pură.. 31
 L'étude de la distribution des tensions dans la plate-bande à trous circulaires soumise à la flexion pure.
 Untersuchung der Spannungsverteilungen in reiner Biegung unterworfenem Breitband mit krusförmigen Löchern.
 Study of Stress Distribution in a Band with Circular Orifices, under Pure Bending.
- TUREAC, I.: Cercetări experimentale comparative asupra solicitării statice a batiului unor prese de tip deschis..... 39
 Recherches experimentales comparatives concernant les tensions statiques dans le bâti des presses du type ouvert.
 Vergleichs- und Experimentaluntersuchungen zu den statischen Beanspruchungen der Pressengestelle offener Bauart.
 Comparative Experimental Investigations on static State Strain of the Mechanical Open-Type Press Body.
- PIRVULESCU, V., IORDACHE, P., SPERCHEZ, FL., LOX, A.: Dispozitiv de recunoaștere a tipului de vagon în vederea cântăririi prin metoda tensometrică osie cu osie. 47
 Dispositif de reconnaissance du type de wagon en vue du pesage par la méthode tensométrique des essieux l'un après l'autre.
 Vorrichtung zur Erkennung des Waggontyps bei der dehnungsmesstechnischen Methode zur Abwägung Achse mit Achse.

Equipment for Recognition of the Car Type in View of its Weighting by the Tensiometric Method Axle by Axle.

VISA, I., ALEXANDRU, P: Influența parametrilor geometrici ai mecanismului de suspensie Mc Pherson și ai direcției asupra mărimii optime a parametrilor de minimizare a bra -
cării induse..... 53

L'influence des paramètres géométriques du mécanisme de suspension Mc Pherson et de la direction sur la grandeur optimale des paramètres de minimisation du braquage induit.

Einfluss der geometrischen Parameter des Aufhängungsgetriebes Mc Pherson und der Lenkung auf die optimale Grösse der Minimalisierungsparameter der hervorgerufenen Schwenkung.

Influence of the geometric Parameters of the Mc Pherson Suspension Linkage and Steering Linkage on the Optimum Value of the Parameters for the Minimisation of Induced Turning.

VISA, I.: Minimizarea brăcării roții directoare a automobilului, cauzată de oscilațiile mecanismului patrulater al suspensiei Mc Pherson..... 59

Minimisation du braquage de la ^{roue} directrice de l'automobile, provoqué par les oscillations du mécanisme quadrilatère de la suspension Mc Pherson.

Minimumisierung des Schwenkung des Lenkrades beim Kraftwagen, die durch die Schwankungen des viereckigen Aufhängungsmechanismus Mc Pherson verursacht wird.

Minimisation of the Turning of the Automobile Wheel Caused by the Oscillations of the Four-Sides Mc Pherson Suspension Mechanism.

SOUCA, N.: Sinteza cinematică a mecanismelor tricardanice utilizate între tractor și mașina agricolă..... 67

Synthèse cinématique des mécanismes à trois cardans utilisés entre le tracteur et la machine agricole

Kinematische Synthese der zwischen Schlepper und Landmaschine eingesetzten Dreikardangetriebe.

Kinematic Synthesis on Three Cardanic Mechanisms Used between the Tractor and the Agricultural Machine.

- RADU, GH., ZAKARIAS, Z.: Studiul camei "POLYDYNE" cu ajutorul calculatorului numeric..... 75
 Étude des cames "POLYDYNE" à l'aide du calculateur numérique.
 Studium des "Polydyne" Nockens mit Hilfe der Rechenmaschine.
 Study of the "Polydyne" Cam by Means of the Calculator.
- DIACONESCU, D.V., JULA, A.: Circulația teoretică și reală a puterii în mecanismele de direcție planetare ale autovehiculelor pe șenile..... 83
 La circulation théorique et pratique de la puissance dans les mécanismes de direction planétaire des véhicules à chenilles.
 Theoretischer und praktischer Kraftumlauf in den planetaren Lenkungsgetrieben der Raupenkraftfahrzeuge.
 Theoretical and Practical Circulation of Power in Planetary Steering Linkages of Tracked Vehicles.
- DIACONESCU, D.V., JULA, A., CHISU, E.: Dinamica mecanismelor de direcție planetare cu două intrări..... 89
 La dynamique des mécanismes de direction planétaires à deux entrées.
 Dynamik der planetaren Lenkungsgetriebe mit zwei Eingängen.
 Dynamics of Planetary Steering Linkages with two Drive Shafts.
- APETREI, GH., VELICU, D., BOBANCU, S.: Model pentru analiza neconcordanței cinematice din sistemul de rulare al autotrenului cu semiremorca motoare la deplasarea în pantă. 97
 Modèle pour l'analyse de la non-concordance cinématique du système de roulage de l'auto-train à semi-remorque motrice, au déplacement en pente.
 Model für die Untersuchung der kinematischen Nichtübereinstimmung im Rollsystem des Zugkraftwagens mit angetriebenem Semianhänger bei der Fortbewegung bei Strapengefälle.
 A Model for Analysing the Kinematic Incongruity in the Running System of the Truck and Semitrailer during Negotiating a Bend.

VELICU,D., APETREI,GH., BOBANCU,S.: Posibilități de înlăturare a efectelor neconcordanței cinematice din sistemul de rulare al autotrenului cu semiremorca motoare la deplasarea în viraj..... 105

Solutions en vue de supprimer les effets de la non-concordance cinématique dans le système de roulage de l'autotrain à semiremorque motrice au déplacement en virage.

Möglichkeiten zur Beseitigung der Auswirkungen der kinematischen Nichtübereinstimmung im Rollsystem des Zugkraftwagens mit angetriebenem Semianhänger während der Fortbewegung in der Schwenkung.

Some Ways of Overcoming the Effects of Kinematic Incongruity in the Running System of a Truk-and Semitrailer when Negotiating a Bend.

DRAGHICI,I., BEJAN,C.:Determinarea spectrului vibrațiilor libere ale cuplajelor elastice cu caracteristica neliniară, prin metoda liniarizării armonice..... 111

Détermination du spectre des vibrations libres des accouplements élastiques à caractéristique non-linéaire, par la méthode de la linéarisation harmonique.

Bestimmung des Spektrums der freien Schwingungen bei elastischen Kupplungen mit nichtlinearer Charakteristik durch die Methode der harmonischen Linearisierung.

Determining the Free Vibration Spectrum of Elastic Couplings with Nonlinear Characteristic by Means of the Harmonic Linearization Method.

DRAGHICI,I., CIOBOTA,M., CERNAHOSCHI,M., IACOB,V.:Optimizarea parametrilor locașului de ghidare a elementului elastic, la cuplajele cu elemente metalice..... 117

Optimisation des paramètres du siège de guidage de l'élément élastique aux accouplements à éléments métalliques.

Die Optimierung der Parametern des Führungssitzes des elastischen Elementes bei Kupplungen mit metallischen Kupplungselementen.

Optimization of the Parameters of the Guide Seat of the Elastic Element in Couplings with Metal Parts.

- OLTEANU, F., RUSU, V.: Influența unghiului de înclinare al arborilor cuplați, asupra tachei de contact și a presiunii de contact la cuplajele dințate dublu..... 125
 Influence de l'angle d'inclinaison des arbres couplés sur la tache de contact et sur la pression de contact des accouplements à denture double.
 Einfluss des Neigungswinkels der gekuppelten Wellen auf den Kontaktfleck und den Kontaktdruck an Doppelzahnkupplungen.
 Influence of the Inclination Angle of Coupled Arbors on the Contact Spot and on the Contact Pressure in Double Dented Couplings.
- MOLDOVEAN, GH., ACHIRILOAIE, I.: Sistematizarea variantelor constructive ale cuplajelor limitative de moment.... 131
 Systématisation des variantes constructives des accouplements limitatifs de moment.
 Systematisierung der Konstruktionsvarianten der Momentbegrenzungskupplungen.
 Systematisation of Constructive Variants in limitative Moment Couplings.
- BRAGHIN, V. V., HRENOV, E.: Calculul stărilor spațiale tensionale și de deformare, a dinților roților cilindrice, la încovoiere..... 137
 Le calcul des états spatiaux de tension et déformation apparaissant dans les dents des roues cylindriques soumises à la flexion.
 Berechnung der räumlichen Spannungs und Verformungszustände der Zähne von zylindrischen Zahnrädern bei Biegung.
 Calculation for Bending of the Spatial States of Stress and Strain occurring in the Teeth of Spur Gears.
- VASII, S. - ROSCULET: Contribuții la calculul puterii necesare întreținerii filmului de ulei în reazemele de capăt ale ghidajelor hidrostatice rectilinii..... 145
 Contributions au calcul de la puissance nécessaire à l'entretien du film d'huile dans les appuis de bout des guidages hydrostatiques rectilignes.
 Beiträge zur Berechnung der notigen Leistung in der

Instandhaltung des Ölfilms in den Endauflagen von geradliniger hydrostatischer Führungen.

Contributions to the Calculus of Power Required in Maintaining the Oil Film in the End Rests of Rectilinear Hydrostatic Slideways.

- HOFFMANN, V., VESTEMEANU, N., MURESAN, M., SERBANOIU, N.,
CRACIUN, O., FETCU, D.: Metodă pentru determinarea vitezei optime de curgere a lichidului prin radiator utilizând studierea proceselor energetice ireversibile.... 151
- Méthode pour la détermination de la vitesse optimale d'écoulement d'un liquide dans un radiateur, utilisant l'étude des processus énergétiques irréversibles.
- Anwendung der irreversiblen Prozessen für die Bestimmung der Optimalgeschwindigkeit der Flüssigkeit bei Strömen durch Zellenkühler.
- Method for the Determination of the Optimum Flow Velocity through Radiator, Utilizing Irreversible Energetic Processes Study.
- TURZO, G., FOTA, S., BENCHE, V., HERBERT, H. I.: Studiul hidraulic al convectoarelor tip panou prin măsurarea debitelor cu ajutorul metodei ecranului chimic..... 159.
- L'étude hydraulique des panneaux chauffants du type convecteurs-radiateurs par la mesure des débits avec la méthode de l'écran chimique.
- Hydraulische Untersuchung von tafelartigen Röhrenheizkörpern durch Strömungsmessungen mit Hilfe einiger industriellen Hähne.
- Hydraulic study of Panel Type Convecteur-Radiators by Flow Measuring with the Aid of Chemical Screen.
- TODICESCU, AL., BENCHE, V., TURZO, G., CRACIUN, O.: Studiul experimental hidrodinamic al unor armături industriale..... 165
- L'obtention des caractéristiques hydrodynamiques pour quelques robinets industriels.
- Experimentelle hydrodynamische Untersuchung einiger industriellen Hähne.
- Hydrodynamic Experimental Study of Some Industrial Fittings.

- IONESCU, A., SOVA, V., SOVA, M.: Condiția de compatibilitate a valorilor caracteristice pe ardere..... 171
 La condition de compatibilité des valeurs caractéristiques de combustion.
 Kompatibilitätsbedingung der charakteristischen werte bei Verbrennungsprozessen.
 On the Compatibility Condition of Characteristic Combustion Values.
- MARGINEANU, I., BARAS, V.: Utilizarea metodei elementelor finite pentru integrarea ecuației conductibilității termice..... 175
 L'emploi de la méthode des éléments finis à l'intégration de l'équation de la conductibilité thermique.
 Anwendung der Methode der endlichen Elementen zur Integration der Gleichung für thermische Konduktion.
 Using of the Finite Element Method in Integrating the Thermal Conductibility Equation.
- HOFFMANN, V., VESTEMEANU, N., MURESAN, M., SERBANOIU, N., FETCU, D.: Studii experimentale privind influența lichidului utilizat și a aditivării lui, asupra schimbului de căldură... 181
 Études expérimentales concernant l'influence du liquide utilisé et de son addition sur l'échange de chaleur.
 Experimentelle Untersuchungen über den Einfluss auf den Wärme Übergang bei Verwendung verschiedener Flüssigkeiten und ihrer Additivierung.
 Experimental Studies Concerning the Influence of Working Fluid and its Additivation on the Heat Transfer.
- SOVA, M., SOVA, V., IONESCU, A.: Particularități ale schimbului de căldură în supraîncălzitorul de abur al cazanului ID - 30..... 185
 Particularités de l'échange de chaleur dans le surchauffeur de vapeur de la chaudière ID-30.
 Besonderheiten des Wärmeüberganges im Dampfüberhitzer des I.D.Kessels.
 Peculiarities of the Heat Exchange in the Steam Superheater of the I.D.-30 Boiler.

O DEMONSTRATIE A TEOREMEI LUI LURIE REFERITOARE
LA ROTATIILE FINITE ALE RIGIDULUI CU PUNCT FIX
PE BAZA ALGEBREI CUATERNIONILOR

Ing.P.Sima, profesor la Universitatea din Braşov ;
 Ing.P.Iordache, asistent la Universitatea din
 Braşov.

Utilizînd posibilităţile pe care ni le pferă algebra cuaternionilor, se poate demonstra teorema lui A.I.Lurie, care se poate formula astfel :

Sucesiunea a două rotaţii finite ale rigidului cu punct fix în jurul a două axe D_1 şi D_2 este echivalentă cu rotaţia în jurul axei D_2 , urmată de rotaţia în jurul poziţiei în care ajunge axa D_1 după rotaţia sa în jurul lui D_2 .

Tinînd seama că orice deplasare a rigidului cu punct fix este echivalentă cu trei rotaţii în jurul a trei axe bine determinate, cu ajutorul aparatului cuaternionic se poate rezolva şi problema compunerii a trei rotaţii succesive în jurul unor axe necoplanare.

În particular, se poate trece la unghiurile lui Euler, cu ajutorul cărora se poate determina în mod curent poziţia rigidului cu punct fix.

Fie $\hat{i}, \hat{j}, \hat{k}$, numerele pur cuaternionice care reprezintă versorii triedrului fix x, y, z , $\hat{i}', \hat{j}', \hat{k}'$ - cele ataşate versurilor triedrului mobil x', y', z' solidar legat de rigid şi $\hat{n}$ - cuaternionul care reprezintă versorul liniei nodurilor ON. Se utilizează de asemenea notaţiile uzuale pentru unghiurile lui Euler, anume :

ψ - unghiul de precesie ;
 φ - unghiul de rotaţie proprie ;
 θ - unghiul de nutaţie.

Cunoscînd că :

$$\hat{v}_0 = e^{\theta \hat{k}} \cdot \hat{i} = \hat{i} \cdot e^{-\theta \hat{k}},$$

rezultă uşor

$$\hat{n} = e^{\psi \hat{k}} \cdot \hat{i}, \quad \hat{k}' = e^{\theta \hat{n}} \cdot \hat{k}, \quad \hat{i}' = e^{\psi \hat{k}'} \cdot \hat{n}; \quad (1)$$

Având în vedere succesiunea de rotații componente, se pot scrie pentru operatorul de rotație, expresiile :

$$q = e^{\frac{\varphi}{2} \hat{k}'} \cdot e^{\frac{\theta}{2} \hat{n}} \cdot e^{\frac{\psi}{2} \hat{k}} = e^{\frac{\theta}{2} \hat{n}} e^{\frac{\varphi+\psi}{2} \hat{k}} = e^{\frac{\varphi}{2} \hat{k}'} \cdot e^{\frac{\psi}{2} \hat{k}} \cdot e^{\frac{\theta}{2} \hat{i}}. \quad (2)$$

Din (2) rezultă imediat egalitatea produselor :

$$\frac{\theta}{2} \hat{n} \cdot \frac{\psi}{2} \hat{k} = \frac{\psi}{2} \hat{k} \cdot \frac{\theta}{2} \hat{i}; \quad \frac{\varphi}{2} \hat{k}' \cdot \frac{\theta}{2} \hat{n} = \frac{\theta}{2} \hat{n} \cdot \frac{\varphi}{2} \hat{k}', \quad (3)$$

a căror semnificație este evidentă, din punct de vedere al rotațiilor rigidului.

Dezvoltând oricare din expresiile (1) și schimbând baza, exprimând pe $\hat{k}'$ și $\hat{n}$ în funcție de $\hat{i}, \hat{j}, \hat{k}$, se obține pentru operatorul de rotație (1) expresia :

$$q = \cos \frac{\varphi}{2} + \sin \frac{\varphi}{2} \hat{u}^0 = a + b\hat{i} + c\hat{j} + d\hat{k}, \quad (4)$$

în care φ este unghiul rotației unice echivalente, $\hat{u}^0$ - reprezentarea cuaternionică a versorului axei corespunzătoare, iar a, b, c, d - cunoscuții parametrilor a lui Rodrigues-Hamilton.

Calculul conduce la :

$$\left. \begin{aligned} a &= \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{\psi + \varphi}{2}; & b &= \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\psi - \varphi}{2}; \\ c &= \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{\psi - \varphi}{2}; & d &= \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\psi + \varphi}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Utilizând din nou una din expresiile (2), însă exprimând de această dată pe $\hat{k}, \hat{n}$, sau eventual $\hat{i}$, în baza $\hat{i}', \hat{j}', \hat{k}'$, adică raportând totul la sistemul mobil, se obține în final

$$q = a + b\hat{i}' + c\hat{j}' + d\hat{k}'.$$

Considerând a doua expresie dată în (2), după dezvoltare rezultă :

$$\left. \begin{aligned} \cos \frac{\varphi}{2} &= \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{\varphi + \psi}{2}; \\ \sin \frac{\varphi}{2} \hat{u} &= \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\varphi + \psi}{2} \hat{n} + \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\varphi + \psi}{2} \hat{k} + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{\varphi + \psi}{2} \hat{n} \hat{k}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Ultimii doi termeni din membrul drept al lui (6) se poate scrie sub forma :

$$\sin \frac{\varphi + \psi}{2} \hat{k}^*,$$

unde

$$\hat{k}^* = e^{\frac{\theta}{2} \hat{n}} \cdot \hat{k}. \quad (7)$$

Din expresia (7), rezultă că numărul pur cuaternionic $\hat{k}$ reprezintă versorul bisectoarei unghiului format de axele oz (precesie) și oz' (rotație proprie).

Prin urmare

$$\sin \frac{\varphi}{2} \hat{u}^o = \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\varphi + \psi}{2} \hat{n} + \sin \frac{\varphi + \psi}{2} \hat{k}^*. \quad (8)$$

Deci axa rotației unice care înlocuiește succesiunea de trei rotații finite ale unui rigid cu punct fix, rotații descrise prin unghiurile lui Euler, este independentă de ordinea acestora și este conținută în planul determinat de linia nodurilor și bisectoarea unghiului format de axele mișcărilor de precesie și rotație proprie.

Notînd cu λ unghiul format de axa rotației unice cu linia nodurilor și ținînd seama de (8), se obține :

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{1}{\sin \theta} \operatorname{tg} \frac{\varphi + \psi}{2}. \quad (9)$$

Pe această cale, se poate soluționa complet și problema determinării elementelor rotației finite, care transportă rigidul cu punct fix din poziția fixată prin unghiurile lui Euler φ, ψ și θ , în poziția caracterizată prin $\varphi + \Delta \varphi, \psi + \Delta \psi, \theta + \Delta \theta$.

Fie :

$$\hat{r}' = \hat{r} + 2 \sin \frac{\theta}{2} \cdot e^{\frac{\theta}{2} \hat{n}} \cdot Q_U(\hat{n}^o, \hat{r})$$

relația care permite determinarea poziției unui punct al rigidului cu punct fix, în urma unei rotații finite de unghi θ în jurul axei fixate prin versorul $\hat{n}^o$. Notînd prin $\Delta \hat{r}$ deplasarea efectuată de punctul considerat,

$$\Delta \hat{r} = \hat{r}' - \hat{r},$$

se obține :

$$\Delta \hat{r} = 2 \sin \frac{\theta}{2} \cdot e^{\frac{\theta}{2} \hat{n}^o} \cdot Q_U(\hat{n}^o, \hat{r}), \quad (10)$$

Se poate introduce operatorul cuaternionic

$$\hat{D}\{\hat{r}\} = 2 \sin \frac{\theta}{2} \cdot e^{\frac{\theta}{2} \hat{n}^o} \cdot Q_U(\hat{n}^o, \hat{r}), \quad (11)$$

deosebit de util pentru studiul deplasărilor finite ale rigidelor. Evident, operatorul (11) este liniar

$$\left. \begin{aligned} \hat{D}\{\lambda \hat{r}\} &= \lambda \hat{D}\{\hat{r}\}, \\ \hat{D}\{\hat{r}_1 + \hat{r}_2\} &= \hat{D}\{\hat{r}_1\} + \hat{D}\{\hat{r}_2\}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

El permite determinarea poziției finale a unui punct al rigidului, după efectuarea mai multor deplasări finite.

În cazul particular a două rotații finite ale rigidului cu punct fix, poziția finală a punctului reprezentat prin $\hat{r}$, este

$$\hat{r}'_{12} = \hat{r} + \Delta \hat{r}_{12},$$

ordinea rotațiilor fiind indicată de indici. Aici

$$\Delta \hat{r}_{12} = \hat{D}_{12}\{\hat{r}\},$$

cu

$$\hat{D}_{12}\{\hat{r}\} = 2 \sin \frac{\theta}{2} e^{\frac{\theta}{2} \hat{n}_{12}^{\circ}} \cdot Q_U(\hat{n}_{12}^{\circ}, \hat{r}). \quad (13)$$

Se poate raționa și altfel, anume că, după prima rotație $\hat{r}$ devine $\hat{r}'_{12} = \hat{r} + \Delta \hat{r}_{12}$ iar după cea de-a doua, $\hat{r}'_{12}$ devine $\hat{r}''_{12} = \hat{r}'_{12} + \Delta \hat{r}'_{12}$, unde $\Delta \hat{r}'_{12} = \hat{D}_1\{\hat{r}'_{12}\}$, $\hat{r}_{12}'' = \hat{D}_2\{\hat{r} + \hat{D}_1\{\hat{r}\}\}$.

Dar atunci

$$\Delta \hat{r}_{12} = \Delta \hat{r}'_{12} + \Delta \hat{r}''_{12},$$

și deci

$$\Delta \hat{r}_{21} = \hat{D}_2\{\hat{r}\} + \hat{D}_1\{\hat{r}\} + \hat{D}_1\{\hat{D}_2\{\hat{r}\}\} = \hat{D}_{21}\{\hat{r}\}. \quad (14)$$

Prin inversarea ordinei de succesiune a rotațiilor se obține deplasarea

$$\Delta \hat{r}_{21} = \hat{D}_2\{\hat{r}\} + \hat{D}_1\{\hat{r}\} + \hat{D}_1\{\hat{D}_2\{\hat{r}\}\} = \hat{D}_{21}\{\hat{r}\}. \quad (15)$$

Se poate astfel evalua diferența dintre pozițiile finale ale aceluiași punct al rigidului, corespunzătoare inversării ordinii de succesiune a rotațiilor finite. Anume :

$$\Delta \hat{r}_{21} - \Delta \hat{r}_{12} = \hat{D}_1\{\hat{D}_2\{\hat{r}\}\} - \hat{D}_2\{\hat{D}_1\{\hat{r}\}\} = \hat{D}_{21}\{\hat{r}\} - \hat{D}_{12}\{\hat{r}\},$$

care după efectuarea calculelor devine :

$$\begin{aligned} \Delta \hat{r}_{21} - \Delta \hat{r}_{12} &= 4 \sin \frac{\theta_1}{2} \sin \frac{\theta_2}{2} e^{\frac{\theta}{2} \hat{r}_{21}^{\circ}} \cdot Q_U[Q_U(\hat{n}_1^{\circ}, \hat{n}_2^{\circ}) \hat{r}] + \\ &+ \sin \frac{\theta}{2} Q_U(\hat{n}_1^{\circ}, \hat{n}_2^{\circ}) Q_U(\hat{n}_{12}^{\circ}, \hat{r}). \end{aligned} \quad (16)$$

Utilizarea algebrei cuaternionilor reali permite, de asemenea, rezolvarea pe o cale simplă a unor probleme inverse, ca de exemplu : determinarea mișcării de rotație finită care conduce un corp rigid dintr-o poziție în altă poziție dată, descompunerea unei rotații finite date în două rotații componente,

cînd se impun mărimile sau direcțiile acestora, determinarea vitezei unghiulare instantanee în funcție de vitezele și accelerațiile liniare cunoscute pentru anumite puncte ale rigidului.

BIBLIOGRAFIE

- [1] ARGHIRIADE, E., Curs de algebră superioară. Vol.1-2, București, Editura didactică și pedagogică, 1962-1963.
- [2] BIRKOFF GARRET, Lattice theory, New York, 1948.
- [3] BRAIER și ENESCU, I., Asupra rotațiilor finite ale rigidului. Bul.Inst.polit.Iasi, VII (XI), 1-2, 1961.
- [4] DEUHRING, M., Algebren, Berlin, 1935.
- [5] GOLDSTEIN, H., Classical mechanics, Cambridge, 1950.
- [6] PIC, Gh., Algebră superioară, București, Editura didactică și pedagogică, 1966.
- [7] SIMA, P., Mecanica teoretică. Litografia universității Brașov, 1972.
- [8] SERRE, J.P., Algebres de Lie semi-simples complexes. New York, Amsterdam, Benjamin, 1966.
- [9] VILCOVICI, V., BALAN, St., VOINEA, R., Mecanica teoretică. Editura tehnică, București, 1963.
- [10] SOBRERO, L., Algebra delle funzioni ipercomplesse e sue applicazioni nella teoria matematica dell'elasticità. R.Acc.d'Italia, Mem.della classe di sc.fis.mat.e nat., VI, 1934.
- [11] WEDDERBURN, J.H.M., Lectures on matrices. Amer.Math.Soc., Ann Arbor, 1949.

SIMA, P., IORDACHE, P.

O DEMONSTRATIE A TEOREMEI LUI LURIE REFERITOARE LA
ROTATIILE FINITE ALE RIGIDULUI CU PUNCT FIX PE BAZA
ALGEBREI CUATERNIONILOR

Rezumat

Utilizând algebra cuaternionilor lucrarea de față demonstrează teorema lui Lurie arătând că succesiunea a două rotații finite ale rigidului cu punct fix, în jurul a două axe D_1 și D_2 este echivalentă cu rotația în jurul axei D_2 , urmată de rotația în jurul poziției în care ajunge axa D_1 după rotația sa în jurul lui D_2 .

Totodată lucrarea evidențiază faptul că utilizarea algebrei cuaternionilor reali permite rezolvarea pe cale simplă a unor probleme inverse, ca de exemplu : determinarea mișcării de rotație finită care conduce un corp rigid dintr-o poziție în altă poziție dată, descompunerea unei rotații finite date în două rotații componente, când se impun mărimile sau direcțiile acestora, determinarea vitezei unghiulare instantanee în funcție de vitezele și accelerațiile liniare cunoscute pentru anumite puncte ale rigidului.

EIN BEWEIS DES LEHRSATZES VON LURIE BEZÜGLICH DER ENDLICHEN
ROTATION DES FESTKÖRPERS MIT FIXEM PUNKT AUF GRUND DER
QUATERNÄREN ALGEBRA

Zusammenfassung

Mit Hilfe der quaternären Algebra wird der Lehrsatz von Lurie bewiesen, u.z. dass die Folge von zwei endlichen Rotation des Festkörpers mit fixen Punkt um zwei Achsen D_1 und D_2 gleich ist mit der Rotation um die Achse D_2 , gefolgt von der Rotation um die Lage in die die Achse D_1 gelangt nach ihrer Drehung um D_2 .

Gleichfalls wird hervorgehoben, dass die Anwendung der reellen quaternären Algebra die ein fache Lösung einiger umgekehrter Aufgaben gestattet wie z.B : die Bestimmung der endlichen Drehbewegung welche einen Festkörper aus einer Lage in eine andere gegebene Lage führt ; die Zerlegung einer gegebenen endlichen Rotation in zwei komponente Drehungen, wenn die Grössen und Richtungen derselben vorausgegeben werden ; die Bestimmung der augenblicklichen Winkelgeschwindigkeit der für bestimmte Punkte des Festkörpers linearen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen.

VIBRAȚIILE NELINIARE, ÎN REGIM STATIONAR, ALE

AUTOTURISMULUI ARO-240

Dr.ing.V.Olariu, profesor la Universitatea Brașov;
Dr.ing.N.Moșu, conferențiar la Universitatea Brașov;
Ing.Fl.Constantin, asistent la Universitatea Brașov.

1. Autoturismul tot-teren ARO 240 este prevăzut cu roți independente în față și cu punte rigidă în spate. Suspensia din față este cu arcuri elicoidale, iar cea din spate cu arcuri lamelare. Pentru arcurile elicoidale se admite o caracteristică elastică liniară, iar pentru cele lamelare se admite o caracteristică elastică neliniară avându-se astfel în vedere îmbunătățirea suspensiei din spate a cărei caracteristică elastică este, în prezent, tot liniară. Ținându-se seama de răsucirea ramei gashiului, precum și de deformările pneurilor, s-a ales modelul mecanic neliniar (fig.1) cu opt grade de libertate.

S-a notat : q - deplasarea pe verticală a caroseriei ; q_2 - rotația caroseriei în jurul axei transversale ; q_3 - rotația ramei gashiului în dreptul suspensiei din spate ; q_5, q_6 - deplasările pe verticală ale roților din față ; q_7 - deplasarea pe verticală a centrului de greutate al punții din spate ; q_8 - rotația punții din spate ; $P_{1s}, P_{1d}, P_{2s}, P_{2d}$ - forțele elastice de răspuns ale suspensiilor ; k_1, k_2, k_{1p}, k_{2p} - rigiditățile elementelor elastice ale suspensiilor, respectiv ale pneurilor, din față și din spate ; k - rigiditatea ramei gashiului ; c_1, c_2, c_{1p}, c_{2p} - coeficienții de rezistență ai amortizoarelor, respectiv ai pneurilor din față și spate ; $R_{1s}, R_{1d}, R_{2s}, R_{2d}$ - forțele disipative ale amortizoarelor ; $P_{1s}, P_{1d}, P_{2s}, P_{2d}$ - forțele elastice ale pneurilor ; $r_{1s}, r_{1d}, r_{2s}, r_{2d}$ - forțele disipative ale pneurilor ; $\lambda_1, \dots, \lambda_4$ - microprofilul căii sub roțile autovehiculului ; M - masa totală suspendată ; M_1 - masa suspendată pe arcurile din față ; M_2 - masa suspendată pe arcurile din spate ; m_1, m_2 - masele nesuspendate din față, respectiv din spate ; J_2 - raza de inerție

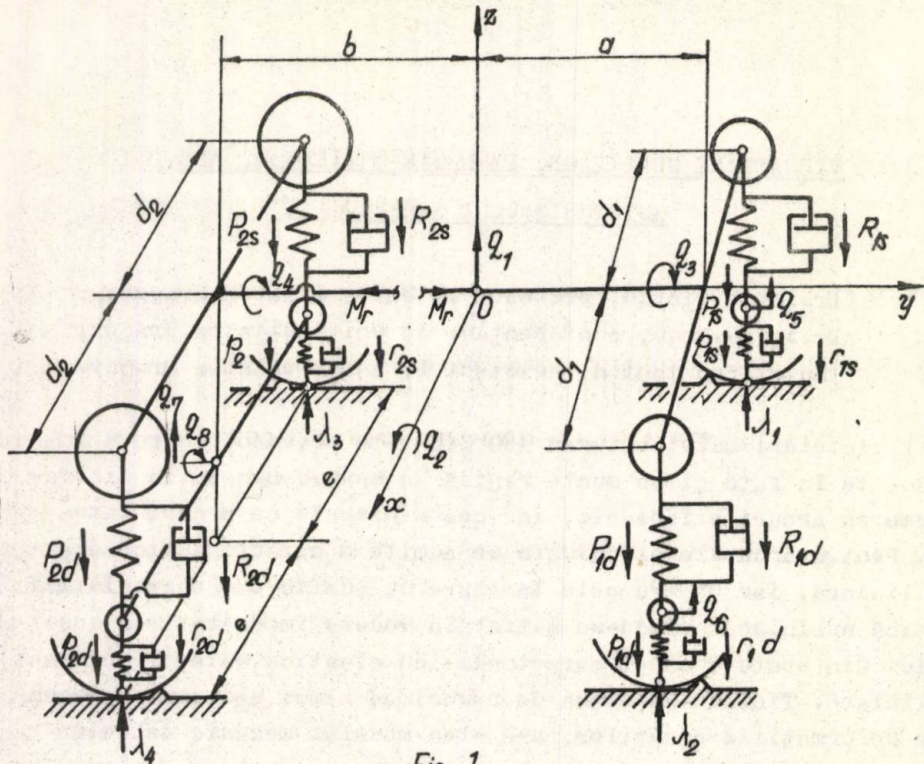


Fig. 1

a masei suspendate în mișcare de tangaj ; J_3, J_4 - razele de inerție ale maselor suspendate pe arcurile din față, respectiv din spate, în mișcare de rulu ; a, b - distanțele de la verticala trecînd prin centrul de greutate al automobilului, la axa din față, respectiv la axa din spate ; d_1, d_2 - distanțele de la arcurile din față, respectiv din spate, la axa longitudinală ; $2e$ - ecartamentul ; i_d - raportul de transmitere al deplasărilor de la roțile din față la suporturile arcurilor ; $q_{1s}, q_{1d}, q_{2s}, q_{2d}$ - deformațiile elementelor elastice în dreptul roților automobilului.

2. Avînd în vedere că la oscilatorii neliniari nu se pot suprapune efectele diferitelor grade de libertate ca la cei liniari, pentru stabilirea forțelor elastice și disipative se va ține seama de deformația elementelor elastice datorită tuturor gradelor de libertate :

$$\begin{aligned} q_{1s} &= q_1 + a q_2 - d_1 q_3 - i_d q_5 ; \\ q_{1d} &= q_1 + a q_2 + d_1 q_3 - i_d q_6 ; \\ q_{2s} &= q_1 - b q_2 - d_2 q_4 - q_7 + d_2 q_8 ; \\ q_{2d} &= q_1 - b q_2 + d_2 q_4 - q_7 - d_2 q_8 . \end{aligned} \quad (1)$$

Admițînd pentru arcurile din față și pentru rama șasiului caracteristici liniare, avem :

$$P_{1s} = k_1 q_{1s} , \quad P_{1d} = k_1 q_{1d} , \quad M_r = k(q_3 - q_4) . \quad (2)$$

Admițînd pentru arcurile din spate caracteristici parabolice de forma [2] :

$$P_2 = Y_{12}f + Y_{22}f^2 + Y_{32}f^3 ,$$

unde: f este săgeata arcului, se obțin forțe elastice de răspuns:

$$\left. \begin{aligned} P_{2s} &= k_2(q_{2s} + C_{22}q_{2s}^2 + C_{32}q_{2s}^3) ; \\ P_{2d} &= k_2(q_{2d} + C_{22}q_{2d}^2 + C_{32}q_{2d}^3) , \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

constantele avînd expresiile [2] :

$$C_{22} = \frac{1}{k_2} (Y_{22} + 3Y_{32} f_{s2}) , \quad C_{32} = \frac{1}{k_2} , \quad (4)$$

f_{s2} fiind săgeata arcurilor din spate sub sarcina statică.

Pentru amortizoarele telescopice se consideră caracteristici de disipare liniare, astfel că :

$$R_{1s} = c_1 \dot{q}_{1s} , \quad R_{1d} = c_1 \dot{q}_{1d} , \quad R_{2s} = c_2 \dot{q}_{2s} , \quad R_{2d} = c_2 \dot{q}_{2d} \quad (5)$$

unde :

$$\begin{aligned} \dot{q}_{1s} &= \dot{q}_1 + a \dot{q}_2 - d_1 \dot{q}_3 - i_d \dot{q}_5 ; \\ \dot{q}_{1d} &= \dot{q}_1 + a \dot{q}_2 + d_1 \dot{q}_3 - i_d \dot{q}_6 ; \\ \dot{q}_{2s} &= \dot{q}_1 - b \dot{q}_2 - d_2 \dot{q}_4 - \dot{q}_7 + d_2 \dot{q}_8 ; \\ \dot{q}_{2d} &= \dot{q}_1 - b \dot{q}_2 + d_2 \dot{q}_4 - \dot{q}_7 - d_2 \dot{q}_8 . \end{aligned} \quad (6)$$

În cazul pneurilor se consideră că atât forțele elastice cît și cele disipative variază liniar, deci :

$$\begin{aligned} P_{1s} &= k_{1p}(q_5 - \lambda_1) , \quad P_{1d} = k_{1p}(q_6 - \lambda_2) ; \\ P_{2s} &= k_{2p}(q_7 - e_2 q_8 - \lambda_3) , \quad P_{2d} = k_{2p}(q_7 + e_2 q_8 - \lambda_4) ; \\ r_{1s} &= c_{1p}(\dot{q}_5 - \dot{\lambda}_1) , \quad r_{1d} = c_{1p}(\dot{q}_6 - \dot{\lambda}_2) ; \\ r_{2s} &= c_{2p}(\dot{q}_7 - e_2 \dot{q}_8 - \dot{\lambda}_3) , \quad r_{2d} = c_{2p}(\dot{q}_7 + e_2 \dot{q}_8 - \dot{\lambda}_4) . \end{aligned} \quad (7)$$

Microprofilul căii se exprimă prin relația [1]

$$\lambda_i = \lambda_{oi}(1 - \exp(-vt/L_{oi})), \quad i = 1, 4, \quad (8)$$

prin urmare :

$$\dot{\lambda}_i = \lambda_{oi}(v/L_{oi})\exp(-vt/L_{oi}). \quad (9)$$

3. Ecuatiile de echilibru dinamic ale automobilului, corespunzătoare modelului cu opt grade de libertate, sînt :

$$\begin{aligned} -M\ddot{q}_1 - R_{1s} - R_{1d} - R_{2s} - R_{2d} - P_{1s} - P_{1d} - P_{2s} - P_{2d} &= 0 ; \\ -M\ddot{q}_2 - a(R_{1s} + R_{1d} + P_{1s} + P_{1d}) + b(R_{2s} + R_{2d} + P_{2s} + P_{2d}) &= 0 ; \\ M_1\ddot{q}_3 - d_1(R_{1s} + P_{1s} - R_{1d} - P_{1d}) + M_R &= 0 ; \\ M_2\ddot{q}_4 - d_2(R_{2s} + P_{2s} - R_{2d} - P_{2d}) - M_R &= 0 ; \\ -m_1\ddot{q}_5 + R_{1s} + P_{1s} - r_{1s} - p_{1s} &= 0 ; \\ -m_1\ddot{q}_6 + R_{1d} + P_{1d} - r_{1d} - p_{1d} &= 0 ; \\ -m_2\ddot{q}_7 + R_{2s} + R_{2d} + P_{2s} + P_{2d} - r_{2s} - r_{2d} - p_{2s} - p_{2d} &= 0 ; \\ m_2\ddot{q}_8 + d_2(R_{2s} + P_{2s} - R_{2d} + P_{2d}) - e_2(r_{2s} + p_{2s} - r_{2d} - p_{2d}) &= 0 . \end{aligned} \quad (10)$$

Soluția generală a sistemului de ecuații diferențiale neliniare (10) nu este cunoscută, dar se poate face o integrare numerică cu metoda RUNGE-KUTTA deoarece sistemul permite explicitarea tuturor derivatelor de ordinul doi ca funcții de coordonatele și vitezele generalizate.

După cum este cunoscut, metoda impune efectuarea unor schimbări de variabile care transformă sistemul de ordinul doi într-unul de ordinul întâi cu un număr dublu de ecuații. Aceste schimbări, folosind notațiile programului de calcul scris în limbaj FORTRAN, sînt arătate în tabelul 1.

Integrarea numerică a sistemului (10) permite descrierea discretă a evoluției modelului adoptat pe un interval finit de timp, adică pe intervalul în care se face integrarea.

Conform principiului determinismului mecanic această descriere este posibilă dacă sînt cunoscute coordonatele și vitezele generalizate ale modelului, adică mărimile $Y(I)$, $I = 1 + 16$, la începutul intervalului de integrare.

Scopul acestei lucrări fiind stabilirea valorilor maxime ale forțelor ce solicită diversele elemente atunci cînd autoturismul deplasîndu-se cu o anumită viteză una dintre roți înfilnește o

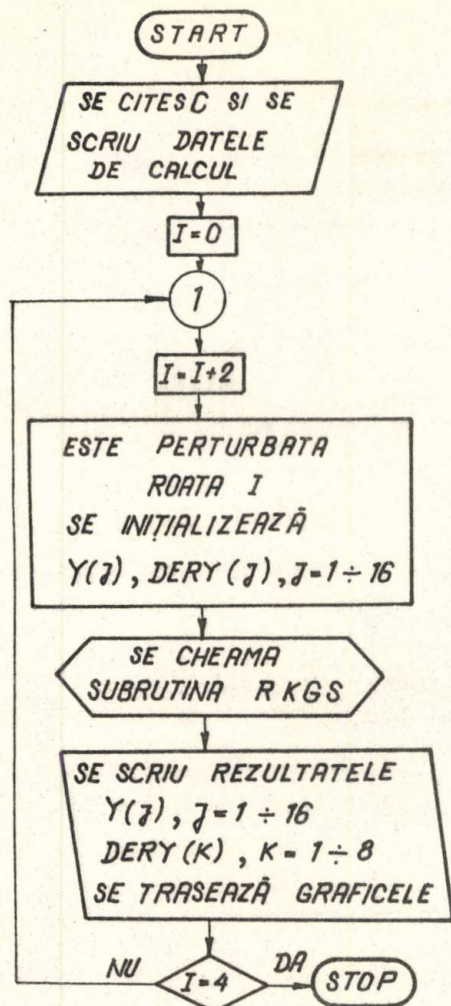


Fig. 2

TABELUL 1

$Y(1) = \dot{Q}_1$	$DERY(1) = \ddot{Q}_1$
$Y(2) = \dot{Q}_2$	$DERY(2) = \ddot{Q}_2$
$Y(3) = \dot{Q}_3$	$DERY(3) = \ddot{Q}_3$
$Y(4) = \dot{Q}_4$	$DERY(4) = \ddot{Q}_4$
$Y(5) = \dot{Q}_5$	$DERY(5) = \ddot{Q}_5$
$Y(6) = \dot{Q}_6$	$DERY(6) = \ddot{Q}_6$
$Y(7) = \dot{Q}_7$	$DERY(7) = \ddot{Q}_7$
$Y(8) = \dot{Q}_8$	$DERY(8) = \ddot{Q}_8$
$Y(9) = Q_1$	$DERY(9) = \dot{Q}_1$
$Y(10) = Q_2$	$DERY(10) = \dot{Q}_2$
$Y(11) = Q_3$	$DERY(11) = \dot{Q}_3$
$Y(12) = Q_4$	$DERY(12) = \dot{Q}_4$
$Y(13) = Q_5$	$DERY(13) = \dot{Q}_5$
$Y(14) = Q_6$	$DERY(14) = \dot{Q}_6$
$Y(15) = Q_7$	$DERY(15) = \dot{Q}_7$
$Y(16) = Q_8$	$DERY(16) = \dot{Q}_8$

denivelare, se pot lua pentru mărimile $Y(I)$ valori nule, adică inițial modelul nu este perturbat.

În figura 2 este dată schema bloc a programului de calcul care utilizează subprogramele RKGS (în cadrul acestuia mai sînt utilizate subprogramele, FCT și OUTP) și GRAFIC.

Datorită simetriei geometrice și mecanice a autoturismului schema de perturbare a unei singure roți cuprinde numai cîte o roată de pe fiecare punte (față și spate). Perturbarea a fost un impuls treaptă datorat unei denivelări cu înălțimea de 5 cm și lățimea de 10 cm, viteza autoturismului fiind de 80 Km/h.

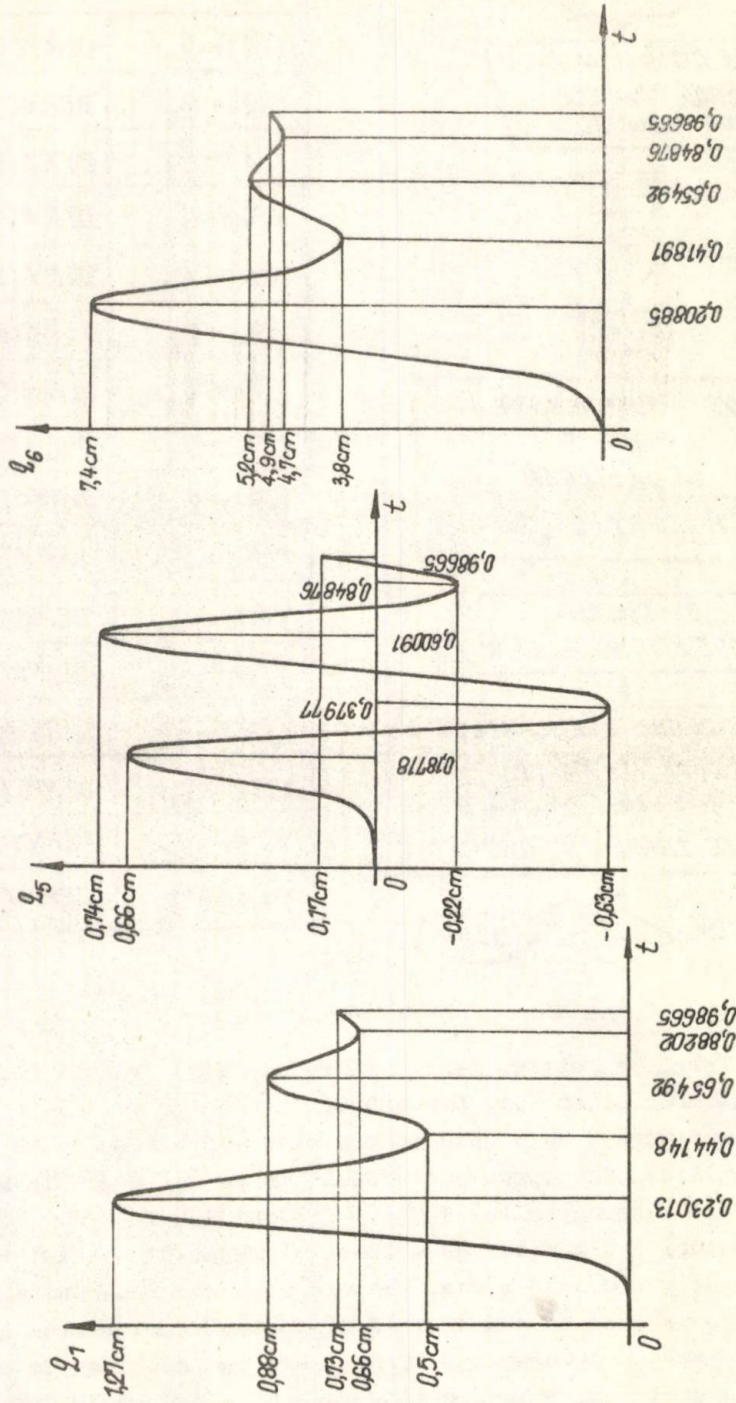


Fig. 3

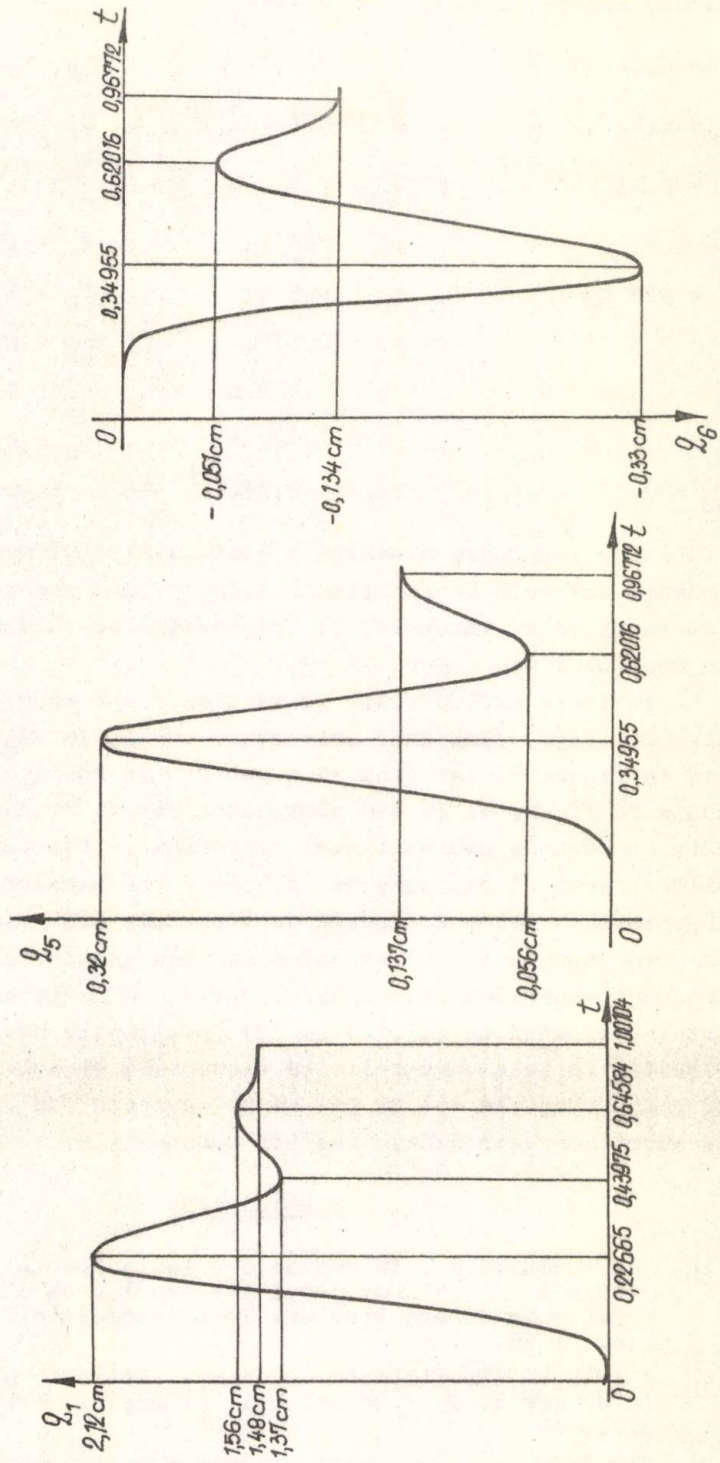


Fig. 4

Caracteristicile autoturismului, conform notațiilor modelului din figura 1, sînt următoarele :

$$\begin{aligned} K_1 &= 0,51 \cdot 10^5 \frac{N}{m} , & K_2 &= 0,338 \cdot 10^5 \frac{N}{m} , & K_{1p} &= 0,15 \cdot 10^6 \frac{N}{m} , \\ K_{2p} &= 0,21 \cdot 10^6 \frac{N}{m} , & K &= 0,1 \cdot 10^5 \frac{Nm}{rad} , & C_1 &= 0,11 \cdot 10^5 \frac{N \cdot s}{m} , \\ C_2 &= 0,11 \cdot 10^5 \frac{N \cdot s}{m} , & C_{1p} &= 0,13 \cdot 10^4 \frac{N \cdot s}{m} , & C_{2p} &= 0,11 \cdot 10^4 \frac{N \cdot s}{m} , \\ M &= 1886 \text{ Kg} , & M_1 &= 756 \text{ Kg} , & M_2 &= 1130 \text{ Kg} , \\ m_1 &= 378 \text{ Kg} , & m_2 &= 565 \text{ Kg} , & \varphi_2 &= 1,16 \text{ m} , \\ \varphi_3 &= 0,51 \text{ m} , & \varphi_4 &= 0,57 \text{ m} , & \varphi_8 &= 0,722 \text{ m} , \\ a &= 1,388 \text{ m} , & b &= 0,962 \text{ m} , & d_1 &= 0,51 \text{ m} , \\ d_2 &= 0,57 \text{ m} , & e &= 0,722 \text{ m} , & i_d &= 0,726 , \\ f_{s2} &= 0,183 \text{ m} , & Y_{22} &= -0,37 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} , & Y_{32} &= 0,9 \cdot 10^6 \frac{N}{m^3} . \end{aligned}$$

Prin integrarea numerică a sistemului (10) s-a obținut dependența discretă în funcție de timp, pe un interval de o secundă, a coordonatelor, vitezelor și accelerațiilor celor opt mobilități ale modelului din figura 1.

Graficele deplasărilor pe verticală ale caroseriei și ale roților din față, cînd este perturbată roata din față sînt reprezentate în figura 3, iar cînd este perturbată roata din spate sînt redată în figura 4. În mod asemănător pot fi reprezentate și celelalte coordonate generalizate, cunoscînd astfel elongațiile vibrațiilor precum și vitezele de deplasare ale maselor suspendate, corespunzătoare celor opt grade de libertate ale modelului adoptat.

Din ecuațiile (10) se pot determina accelerațiile maselor suspendate corespunzătoare celor opt grade de libertate, apoi în virtutea relațiilor (1), (2) și (3) reacțiunile normale la roți, respectiv forțele care solicită elementele elastice ale suspensiilor ; cu relațiile (5) și (6) se pot calcula forțele disipative ale amortizoarelor hidraulice ale suspensiilor.

BIBLIOGRAFIA

- [1] GOVORUSCENKO, N., *Isledovanie vliania visoti, formi nerovnostei i skorosti dvijenja avtomobilja na odnositelnie perezemecenia cuzova i coles.* In : *Avtomobilni transport*, 1, Kiev, 1965.
- [2] CVARIU, V., *Oscilațiile neliniare verticale ale autovehiculelor grele.* In : *Construcția de mașini*, Nr.5, 1971, p.303-307.
- [3] PARIZESCU, V., ș.a. *Autoturismele Aro*, Ed. tehnică, București, 1976.

OLARIU, V., MOSU, N., CONSTANTIN, FL.

VIBRAȚIILE NELINIARE, ÎN REGIM STATIONAR, ALE
AUTOTURISMULUI ARO-240

Rezumat

Lucrarea de față își propune să studieze vibrațiile neliniare, în regim staționar ale autoturismului ARO-240.

Integrarea ecuațiilor diferențiale ale autoturismului, corespunzătoare modelului cu opt grade de libertate, se face prin metoda numerică Runge-Kutta, pe calculatorul Felix C256.

De asemenea sînt trasate graficele deplasărilor pe verticală a caroseriei și ale roților din față cînd autoturismul trece peste o denivelare.

DIE NICHTLINEAREN SCHWINGUNGEN IN STATIONÄREM
ZUSTAND DES „ARO 240“ KRAFTFAHREZEUGES

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden die nichtlinearen Schwingungen in stationärem Zustand des ARO 240 Kraftfahrzeuges, studiert.

Die Integration der differentiellen Gleichungen des Kraftfahrzeuges, entsprechend dem Modell mit acht Freiheitsgraden, erfolgt mit der Runge-Kutta Methode auf dem Rechner Felix C256.

Eben falls werden die graphischen Darstellungen der senkrechten Verschiebungen des Fahrgestells und der Vorderräder, während der Fahrt über eine Unebenheit, aufgezeichnet.

COLIVIA FICTIVĂ A SURUBULUI CU BILE

Ing. Virgil Șuteu, șef de lucrări la Universitatea
din Brașov.

Noțiunea de colivie fictivă este introdusă în teoria transmisiilor elicoidale ca element original, necesar pentru a defini în mod riguros condițiile de contact dintre bile și canalele elicoidale ale piuliței și șurubului.

Colivia fictivă este un tub elicoidal S_k , (fig. 1) generat cinematic de către suprafața S_B a bilei, prin deplasarea sa de-a lungul elicei de referință C_0 , numită și elice directoare.

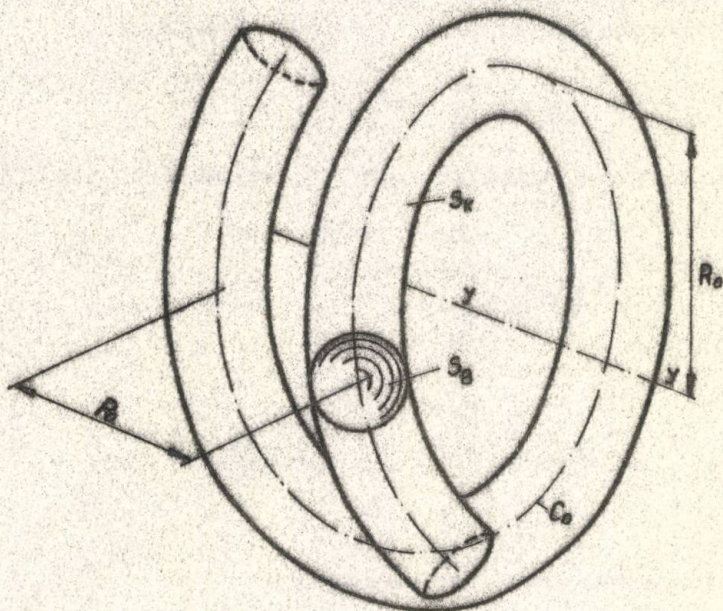


Fig. 1

Elementele definitorii ale coliviei fictive sînt identice cu cele ale transmisiei elicoidale, mai puțin unghiul de contact și profilul care, în acest caz, rezultă din procesul de generare al coliviei.

Elementul generator al coliviei fictive este bila, a cărei suprafață sferică S_B este definită prin raza vectorie:

$$X_B = \begin{bmatrix} r \cos u \sin P \\ r \cos u \cos P \\ r \sin u \\ 1 \end{bmatrix} = X_B(u, P), \quad (1)$$

unde r este raza bilei, iar u și P sînt parametrii independenți ai suprafeței S_B .

Razei vectorie (1) îi corespunde vectorul normal:

$$N_B = \begin{bmatrix} \sin P \\ \cos P \\ \operatorname{tg} u \\ 0 \end{bmatrix} = N_B(u, P). \quad (2)$$

Pentru determinarea curbei caracteristice dintre suprafețele S_B și S_K vectorii X_B și N_B se transpun în sistemul de referință E_0 , cu raza $O_0 y_0$ suprapusă axei $y-y$ și cu centrul O_B pe elicea C_0 , se elimină parametrul u cu ajutorul relației:

$$\operatorname{tg} u = \frac{h}{R_0} \cos P, \quad (3)$$

în care h este parametrul mișcării elicoidale, obținindu-se:

$$X_0 = \begin{bmatrix} r \cos u \sin P + R_0 \\ r \cos u \cos P \\ r \sin u \\ 1 \end{bmatrix} = X_0(P, u), \quad (4)$$

$$N_0 = \begin{bmatrix} \sin P \\ \cos P \\ \operatorname{tg} u \\ 0 \end{bmatrix} = N_0(P, u), \quad (5)$$

respectiv pentru curba caracteristică:

$$X_0 = \begin{bmatrix} R_u \sin P + R_0 \\ R_u \cos P \\ h_P \cos P \\ 1 \end{bmatrix} = X_0(P), \quad (6)$$

$$N_o = \begin{bmatrix} \sin P \\ \cos P \\ h \cos P / R_o \\ 0 \end{bmatrix} = N_o(P), \quad (7)$$

unde :

$$\left. \begin{aligned} P_u &= \frac{r R_o}{\sqrt{R_o^2 + h^2 \cos^2 P}}; \\ h_p &= \frac{r h}{\sqrt{R_o^2 + h^2 \cos^2 P}}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Se imprimă caracteristicii (6) o mișcare elicoidală și se gă-
sesc raza vectoare și normala punctului curent de pe suprafața S_K
a coliviei fictive, funcții care au ca parametri independenți P și
 W :

$$X_K = \begin{bmatrix} (P_u \sin P + R_o) \cos W + h_p \cos P \sin W \\ P_u \cos P + h W \\ -(P_u \sin P + R_o) \sin W + h_p \cos P \cos W \\ 1 \end{bmatrix} = X_K(P, W), \quad (9)$$

$$N_K = \begin{bmatrix} R_o \sin P \cos W + h \cos P \sin W \\ R_o \cos P \\ -R_o \sin P \sin W + h \cos P \cos W \\ 0 \end{bmatrix} = N_K(P, W). \quad (10)$$

Acest proces de generare nu este periclitat de interferență.
Profilul axial definit de relația (9) este dat de:

$$\left. \begin{aligned} x_a &= \sqrt{(P_u \sin P + R_o)^2 + h_p^2 \cos^2 P} - R_o = x_a(P); \\ y_a &= P_u \cos P + h \arctg \frac{h_p \cos P}{P_u \sin P + R_o} = y_a(P). \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Ținând seama de relația (10) și expresiile trigonometrice:

$$\sin u = \frac{\operatorname{tg} u}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 u}}; \quad \cos u = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 u}}, \quad (12)$$

se obține normala ridicată pe S_K în secțiunea axială:

$$N_a = \begin{bmatrix} \frac{[R_o \sin P (P_u \sin P + R_o) + h h_p \cos^2 P]}{\sqrt{(P_u \sin P + R_o)^2 + h_p^2 \cos^2 P}} \\ R_o \cos P \\ \frac{[-R_o h_p \sin P \cos P + h (P_u \sin P + R_o)]}{\sqrt{(P_u \sin P + R_o)^2 + h_p^2 \cos^2 P}} \\ 0 \end{bmatrix} = N_a(P). \quad (13)$$

Din expresiile (11) rezultă că profilul axial al coliviei nu

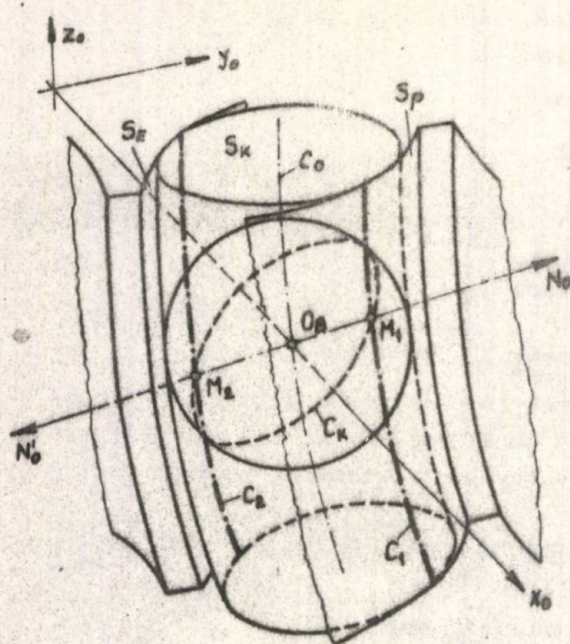


Fig. 2

este un cerc ci o curbă oarecare închisă ce se poate aproxima cu un arc de cerc, utilizând însă metode numerice așa cum se va arăta în continuare.

În figura 2 este redată schema contactului în transmisia elicoidală în cazul unei sarcini oarecare. Bila poate prelua sarcină numai pe direcția normală N_0 . Suprafața S_K a coliviei fictive este materializată numai de-a lungul caracteristicii C_K , iar normalele N_0 și N'_0 rezultă că sînt coliniare, din condiția matematică a

contactului:

$$\begin{vmatrix} \vec{T} & \vec{J} & \vec{K} \\ \sin P & \cos P & K \cos P \\ \sin(P+P_0) & \cos(P+P_0) & K \cos(P+P_0) \end{vmatrix} = 0, \quad (14)$$

care duce la $\sin P_0 = 0$ și deci $P_0 = 180^\circ$, unde P_0 este o creștere pentru punctul M_2 , față de P , corespunzător lui M_1 .

Algoritmul expus prin relațiile (1) ... (14) a fost transpus într-un program urmărindu-se, printre altele, determinarea variației tangentei profilului axial față de tangenta cercului de aproximare, lucru pentru care s-a folosit schema din figura 3.

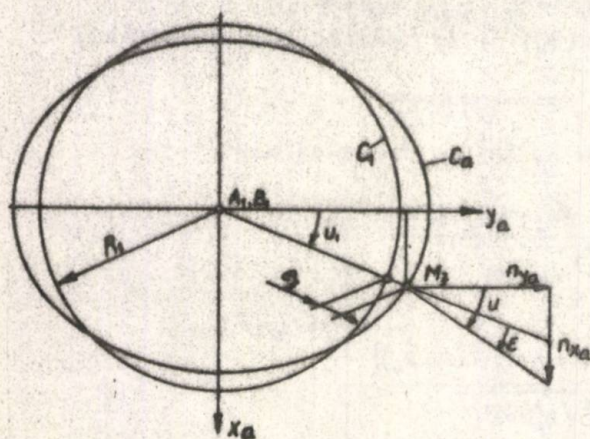


Fig. 3

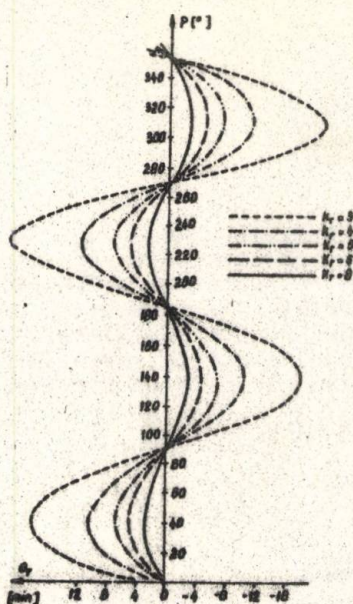


Fig. 4.

este cu atât mai pronunțată cu cât K_R este mai mic.

Astfel definiția clasică a contactului dintre bilă și canalul de rulare în planul axial, este inexactă. Această afirmație este întărită de observația că raza cercului de aproximare în zona de contact diferă mult de raza bilei.

Bibliografie

- [1] Bucur, C.M., Metode numerice. Timișoara, Ed. Facla, 1973.
- [2] Demidovici, B.P., Maron, I.A., Osnovi vichislitelnoi matematiki. Izd. Nauka, Moskva, 1966.
- [3] Dragomirescu, M., Malița, M., Programarea neliniară. București, Ed. Științifică, 1972.
- [4] Ghircoiașu, N., Aproximarea funcțiilor. I.P. Cluj, Colecția „Capitole speciale de matematică”, Vol. I, 1970.

Programul a fost executat pentru pasul $P_a = 10$ mm și coeficientul razei de referință $K_R = \{3, 4, 5, 6, 8\}$, iar rezultatele au fost reținute sub formă de tabele numerice. În figura 4 s-a reprezentat, pe baza rezultatelor numerice, variația abaterii unghiulare a tangentei profilului axial. Abaterea unghiulară, în planul axial, variază de la ± 4 minute (pentru $K_R = 8$) până la ± 22 minute (pentru $K_R = 3$).

Din figura 4 reiese că cercul de aproximare intersectează profilul aproximativ în patru puncte, astfel încît abaterile maxime și minime au aceeași valoare.

Se observă că deformarea profilului axial al coliviei fictive față de cerc

SUTEU, V.

COLIVIA FICTIVA A SURUBULUI CU BILE

Rezumat

În lucrare se studiază teoretic și numeric o nouă noțiune a transmisiilor elicoidale și anume colivia fictivă, care reprezintă un tub elicoidal generat cinematic de către suprafața bilei prin deplasarea sa de-a lungul elicei de referință. Se stabilește algoritmul și cu ajutorul acestuia programul pentru calculator. Rezultatele numerice s-au prezentat într-o diagramă de variație a abaterilor unghiulare ale profilului axial al coliviei fictive.

LA CAGE FICTIVE DE LA VIS A BILLES

Résumé

Dans cet ouvrage on étudie théoriquement et numériquement une nouvelle notion de transmissions hélicoidales, la cage fictive, qui représente un tube hélicoidal généré cinématiquement par la surface de la bille dans son déplacement le long de l'hélice de référence. On établit l'algorithme, puis le programme pour le calculateur. Les résultats numériques ont été présentés dans un diagramme de variation des erreurs angulaires du profil axial de la cage fictive.

METODA DE DETERMINARE A SARCINII CRITICE DE FLAMBAJ PENTRU REȚELE DE BARE DREPTE

Ing. A. Serbu, șef de lucrări la Universitatea
din Brașov.

1. Introducere

Grătarele sînt sisteme de bare drepte, echidistante, alcătuind rețele cu ochiuri dreptunghiulare sau patrulate. Un astfel de sistem de bare poate fi solicitat de forțe exterioare acționînd în planul său sau normal pe plan.

Rețelele de bare drepte de tip grătar sînt des întîlnite în practică. Calculul lor de rezistență și de stabilitate este deosebit de dificil de abordat datorită gradului ridicat de nedeterminare statică.

În lucrarea de față se propune stabilirea unei metodologii de determinare a sarcinii critice de flambaj a unei rețele de formă dreptunghiulară, avînd p bare de lungime l_1 pe o direcție și q bare de lungime l_2 pe cealaltă direcție. Rețeaua se consideră solicitată la compresiune de forțe uniforme distribuite în planul său, P_1 și P_2 , forțe aplicate pe direcția barelor și a căror mărime se păstrează proporțională pe durata solicitării (fig.1).

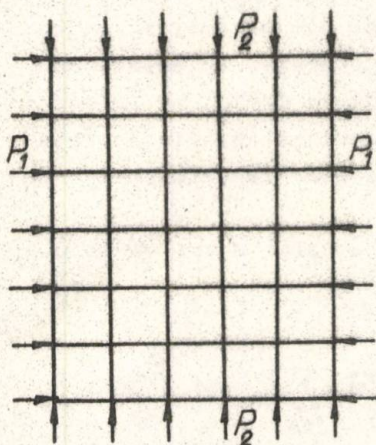


Fig.1

Pierderea stabilității formei plane de echilibru a rețelei are loc pentru o anumită valoare a forțelor, forma sa de echilibru instabil admițînd ca înfășurătoare o suprafață a cărei ecuație este greu de determinat.

Dificultățile realizării unui calcul exact al rețelelor din bare fac deosebit de oportună utilizarea unor metode aproximative [1,2,3,4,5,6].

Pentru determinarea sarcinii critice în cazul de față se indică ca fiind foarte avantajoasă metoda

Ritz-Timoshenko. În sprijinul afirmației de mai sus se argumentează cu valorile foarte apropiate de cele reale, pe care această metodă le obține pornind de la ecuații aproximative ale deformatei [7].

Metoda Ritz-Timoshenko alege drept sarcină critică acea sarcină, pentru care are loc egalarea energiei totale de deformare a sistemului cu lucrul mecanic produs de forțele exterioare :

$$U = L \quad (1)$$

Pentru determinarea energiei totale de deformare și a lucrului mecanic al forțelor exterioare este necesară cunoașterea unei deformată aproximative a sistemului în momentul pierderii stabilității. Deformația trebuie să satisfacă condițiile de legătură și în acest sens s-a presupus că în momentul pierderii stabilității, colțurile rețelei rămân în planul său inițial.

2. Stabilirea metodei de calcul

În acest caz înfășurătoarea deformată a rețelei (fig.1) va fi o suprafață a cărei expresie analitică este o funcție continuă, care trebuie să satisfacă condițiile de rezemare. Ecuația aproximativă a acestei suprafețe se propune de forma unei serii trigonometrice. Dacă se raportează rețeaua la un sistem de axe ca în figura 2, această ecuație are expresia :

$$w = \sum_{1,3,5...} A_n \sin \frac{\pi n x}{l_1} \sin \frac{\pi n y}{l_2} + \sum_{1,3,5...} B_n \sin \frac{\pi n x}{l_1} + \sum_{1,3,5...} C_n \sin \frac{\pi n y}{l_2} \quad (2)$$

În care A_n , B_n și C_n sînt coeficienți a căror determinare se va prezenta ulterior.

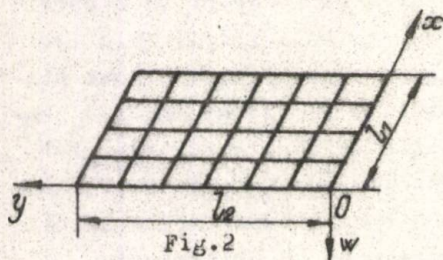


Fig.2

Energia totală de deformare a sistemului se obține ca o sumă a energiilor de deformare ale barelor componente. În calcul se ține seama de faptul că în momentul pierderii stabilității rețelei, solicitările principale în bare sînt încovoierea și răsucirea.

O bară oarecare paralelă cu Ox și a cărei fibră medie deformată are ecuația :

$$w_i = \sum_{1,3,5...} A_n \sin \frac{\pi n x}{l_1} \sin \frac{\pi n y_i}{l_2} + \sum_{1,3,5...} B_n \sin \frac{\pi n x}{l_1} + \sum_{1,3,5...} C_n \sin \frac{\pi n y_i}{l_2} \quad (3)$$

va avea energia de deformare dată de expresia :

$$U_i(mc) = \frac{1}{4} E_1 I_1 \frac{\pi^4}{l_1^3} \sum_{1,3,5..} n^4 (A_n \sin \frac{\pi n y_i}{l_2} + B_n)^2 \quad (4)$$

Similar pentru o bară paralelă cu Oy :

$$U_h(mc) = \frac{1}{4} E_2 I_2 \frac{\pi^4}{l_2^3} \sum_{1,3,5..} n^4 (A_n \sin \frac{\pi n x_h}{l_1} + C_n)^2, \quad (5)$$

unde $E_1 I_1$ și $E_2 I_2$ reprezintă rigiditățile la încovoiere ale barelor paralele cu Ox, respectiv Oy.

Pentru o bară paralelă cu axa Ox și aflată la distanța y_i de aceasta, unghiul de răsucire specific va fi :

$$\theta_i = \frac{\partial \varphi_i}{\partial x} = \frac{\pi^2}{l_1 l_2} \sum_{1,3,5} n^2 A_n \cos \frac{\pi n x}{l_1} \cos \frac{\pi n y_i}{l_2} \quad (6)$$

Energia de deformare datorită torsionării acestei grinzii, va fi dată de relația :

$$U_i(t) = \frac{1}{4} D_1 \frac{\pi^4}{l_1 l_2^2} \sum_{1,3,5..} n^4 A_n^2 \cos^2 \frac{\pi n y_i}{l_2} \quad (7)$$

și similar pentru o bară paralelă cu Oy :

$$U_h(t) = \frac{1}{4} D_2 \frac{\pi^4}{l_1^2 l_2} \sum_{1,3,5..} n^4 A_n^2 \cos^2 \frac{\pi n x_h}{l_1}, \quad (8)$$

în care D_1 și D_2 reprezintă rigiditățile la torsiune ale celor două grupuri de bare ce alcătuiesc rețeaua.

Ca urmare, pentru o rețea avînd p bare paralele cu direcția Ox și q bare paralele cu Oy, bare așezate echidistant, expresia generală a energiei totale de deformare se va putea scrie de forma :

$$U = \frac{\pi^4 E_1 I_1}{4 l_1^3} \sum_{1,3,5..} n^4 \left[\sum_{i=0}^{p-1} (A_n \sin \frac{\pi n i}{p-1} + B_n)^2 + \alpha \beta^2 \sum_{h=0}^{q-1} (A_n \sin \frac{\pi n h}{q-1} + C_n)^2 \right] +$$

$$+ \frac{\pi^4 D_1}{4 l_1 l_2^2} \sum_{1,3,5..} n^4 A_n^2 \left[\sum_{i=0}^{p-1} \cos^2 \frac{\pi n i}{p-1} + \gamma \beta \sum_{h=0}^{q-1} \cos^2 \frac{\pi n h}{q-1} \right], \quad (9)$$

în care s-au făcut notațiile :

$$\alpha = \frac{E_2 I_2}{E_1 I_1}; \quad \gamma = \frac{D_2}{D_1}; \quad \beta = \frac{l_2}{l_1}.$$

Lucrul mecanic dat de forțele exterioare cu deplasările punctelor lor de aplicație, în momentul pierderii stabilității formei plane de echilibru a rețelei are expresia :

$$L = \sum_{i=0}^{p-1} P_1 \lambda_{1i} + \sum_{h=0}^{q-1} P_2 \lambda_{2h} \quad (10)$$

în care λ_{1i} și λ_{2h} reprezintă scurtările unei bare oarecare paralelă cu Ox, respectiv a unei bare paralelă cu Oy, datorită deformării rețelei în momentul pierderii stabilității.

Scurtarea unei bare paralelă cu Ox este dată de relația :

$$\lambda_{1i} = \frac{\bar{T}^2}{4l_1} \sum_{n=1,3,5..} n^2 (A_n \sin \frac{\bar{T}n\psi_i}{l_2} + B_n)^2 \quad (11)$$

Similar pentru λ_{2h} rezultă :

$$\lambda_{2h} = \frac{\bar{T}^2}{4l_2} \sum_{n=1,3,5..} n^2 (A_n \sin \frac{\bar{T}n\alpha_h}{l_2} + C_n)^2 \quad (12)$$

și ca urmare :

$$L = P_1 \frac{\bar{T}^2}{4l_1} \sum_{i=0}^{p-1} n^2 \left[\sum_{n=1,3,5..}^{p-1} (A_n \sin \frac{\bar{T}n\psi_i}{p-1} + B_n)^2 + \frac{\theta}{\beta} \sum_{h=0}^{q-1} (A_n \sin \frac{\bar{T}nh}{q-1} + C_n)^2 \right] \quad (13)$$

unde $\theta = P_2/P_1$.

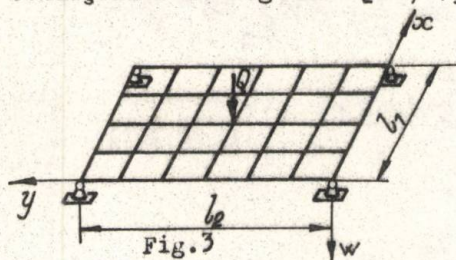
Din egalarea energiei potențiale de deformare cu lucrul mecanic rezultă valoarea sarcinii critice de flambaj :

$$P_{cr} = \gamma_1 \frac{\bar{T}^2 E_1 I_1}{l_1^3} \quad (14)$$

unde s-au făcut următoarele notații :

$$\left. \begin{aligned} \gamma_1 &= \frac{\phi_1}{\phi_3} + \frac{D_1}{E_1 I_1 \beta^3} \frac{\phi_2}{\phi_3} \\ \phi_1 &= \sum_{i=0}^{p-1} n^2 \left[\sum_{n=1,3,5..}^{p-1} (A_n \sin \frac{\bar{T}n\psi_i}{p-1} + B_n)^2 + \alpha \beta^3 \sum_{h=0}^{q-1} (A_n \sin \frac{\bar{T}nh}{q-1} + C_n)^2 \right] \\ \phi_2 &= \sum_{i=0}^{p-1} n^2 \left[\sum_{n=1,3,5..}^{p-1} \cos^2 \frac{\bar{T}n\psi_i}{p-1} + \beta \gamma \sum_{h=0}^{q-1} \cos^2 \frac{\bar{T}nh}{q-1} \right] \\ \phi_3 &= \sum_{i=0}^{p-1} n^2 \left[\sum_{n=1,3,5..}^{p-1} (A_n \sin \frac{\bar{T}n\psi_i}{p-1} + B_n)^2 + \frac{\theta}{\beta} \sum_{h=0}^{q-1} (A_n \sin \frac{\bar{T}nh}{q-1} + C_n)^2 \right] \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

În relația astfel găsită se cer determinați coeficienții A_n , B_n și C_n , a căror mărime nu este cunoscută. Ei provin din expresia analitică a suprafeței înfășurătoare a deformației rețelei în momentul pierderii stabilității. Se știe că pentru determinarea sarcinii critice prin metoda Ritz-Timoshenko este suficientă cunoașterea unei deformați aproximative a sistemului în momentul pierderii stabilității, obligatorie fiind respectarea condițiilor de legătură [1 ; 7] .



Ca deformată aproximativă se adoptă deformată rețelei simplu rezemată la colțuri, sollicitată de o forță normală pe planul său (fig.3) aplicată central. Ca ecuație a deformației rețelei se alege tot cea

dată de ecuația (2), determinarea coeficienților A_n , B_n și C_n făcându-se cu ajutorul metodei Ritz [1] .

Coeficienții A_n , B_n și C_n obținuți în acest caz vor fi utilizați pentru calculul expresiilor ϕ_1 , ϕ_2 și ϕ_3 conform (15).

Desigur că modul de aplicare al sarcinii transversale Q se va alege diferențiat, în funcție de numărul barelor rețelei, cu scopul de a se obține o deformare simetrică.

În cele ce urmează se prezintă ecuațiile generale ale căror soluții vor da valorile coeficienților A_n , B_n și C_n pentru o rețea având caracteristicile definite anterior, sollicitată ca în figura 3.

Metoda Ritz se bazează pe proprietatea că deformației reale a unui sistem elastic îi corespunde un minim pentru energia potențială totală. Aceasta din urmă este dată de suma dintre energia totală de deformare și energia potențială a forțelor exterioare, energia potențială totală având următoarea expresie :

$$\begin{aligned} \bar{T} = & \frac{T^4 E_t I_t}{4 l_0^3} \sum_{i=1,3,5} n^4 \left[\sum_{p=1}^{p-1} (A_n \sin \frac{T n_i}{p-1} + B_n)^2 + \alpha \beta^3 \sum_{h=0}^{q-1} (A_n \sin \frac{T n h}{q-1} + C_n)^2 \right] + \\ & + \frac{T^4 D_1}{4 l_1 l_2^2} \sum_{i=1,3,5} n^4 A_n^2 \left[\sum_{p=1}^{p-1} \cos^2 \frac{T n_i}{p-1} + \beta^2 \sum_{h=0}^{q-1} \cos^2 \frac{T n h}{q-1} \right] - Q \sum_{i=1,3,5} \left[A_n + \sin \frac{T n}{2} (C_n + B_n) \right]. \quad (16) \end{aligned}$$

Condițiile de extrem pentru energia potențială totală :

$$\frac{\partial \bar{\pi}}{\partial A_n} = 0 ; \frac{\partial \bar{\pi}}{\partial B_n} = 0 ; \frac{\partial \bar{\pi}}{\partial C_n} = 0 , \quad (17)$$

conduc la $(n+1)/2$ sisteme de 3 ecuații cu 3 necunoscute.

Pentru o anumită valoare a lui n , un atare sistem de ecuații are forma :

$$\left. \begin{aligned} & A_n \left[\sum_{i=0}^{p-1} \sin^2 \frac{\bar{\pi} n_i}{p-1} + \alpha \beta^3 \sum_{h=0}^{q-1} \sin^2 \frac{\bar{\pi} n h}{q-1} + \frac{\chi}{\beta^2} \sum_{i=0}^{p-1} \cos^2 \frac{\bar{\pi} n_i}{p-1} + \beta^2 \sum_{h=0}^{q-1} \cos^2 \frac{\bar{\pi} n h}{q-1} \right] + \\ & + B_n \sum_{i=0}^{p-1} \sin \frac{\bar{\pi} n_i}{p-1} + C_n \alpha \beta^3 \sum_{h=0}^{q-1} \sin \frac{\bar{\pi} n h}{q-1} - \frac{1}{n^4} \Delta = 0 , \\ & A_n \sum_{i=0}^{q-1} \sin \frac{\bar{\pi} n_i}{p-1} + B_n - \frac{1}{n^4} \Delta \sin \frac{\bar{\pi} n}{2} = 0 , \\ & A_n \sum_{h=0}^{q-1} \sin \frac{\bar{\pi} n h}{q-1} + C_n - \frac{1}{n^4} \Delta \frac{1}{\alpha \beta^3} \sin \frac{\bar{\pi} n}{2} = 0 , \end{aligned} \right\} (18)$$

în care :

$$\chi = \frac{D_1}{E_1 I_1} ; \quad \Delta = \frac{2 \ell_1^3}{\pi^4 E_1 I_1} Q .$$

Se observă că soluțiile sistemului se pot scrie :

$$A_n = \frac{1}{n^4} a_n \Delta ; \quad B_n = \frac{1}{n^4} b_n \Delta ; \quad C_n = \frac{1}{n^4} c_n \Delta , \quad (19)$$

acest mod de scriere simplificând calculul expresiilor ϕ_1 , ϕ_2 și ϕ_3 , respectiv forței critice. Cum expresia forței critice nu este influențată de valoarea lui Δ , la rezolvarea sistemelor de ecuații (18) și în calculul constantelor A_n, B_n și C_n se poate considera $\Delta = 1$.

3. Aplicație

S-a determinat valoarea sarcinii critice de flambaj pentru o rețea de bare patrată, alcătuită din 14 bare identice, solicitată la compresiune pe două direcții de forțe uniforme aplicate la noduri P și P/2. Raportul între rigiditățile la încovoiere și torziune ale barelor s-a luat egal cu 4.

Pentru coeficienții A_n, B_n și C_n au rezultat valorile :

$$\begin{aligned} A_1 &= -0,0327 \Delta ; \quad B_1 = C_1 = 0,303 \Delta ; \\ A_3 &= \frac{1}{81} \cdot 0,533 \Delta ; \quad B_3 = C_3 = -\frac{1}{81} \cdot 0,553 \Delta ; \\ A_5 &= \frac{1}{625} \cdot 0,231 \Delta ; \quad B_5 = C_5 = \frac{1}{625} \cdot 0,276 \Delta ; \\ &\dots \dots \dots \end{aligned}$$

unde

$$\Delta = \frac{Q}{EI} \frac{l^3}{\pi^4}$$

Utilizând coeficienții mai sus determinați rezultă că în cazul în care pierderea stabilității rețelei are loc prin încovoierea și răsucirea barelor, colțurile rețelei fiind fixe în planul său, sarcina critică are valoarea

$$P_{cr} = 1,36387 \frac{\pi^2 EI}{l^2}$$

Dacă din termenii seriei care aproximează deformată rețelei se iau în calcul numai cei corespunzători lui $n = 1$ rezultă :

$$P_{cr} = 1,3359 \frac{\pi^2 EI}{l^2},$$

iar în cazul în care se iau numai cei corespunzători lui $n = 1$ și $n = 3$ rezultă :

$$P_{cr} = 1,36093 \frac{\pi^2 EI}{l^2}$$

Se observă puternică convergență a șirului de valori critice astfel obținute, limitarea calculului la primii termeni ai seriei fiind astfel justificată.

BIBLIOGRAFIA

- [1] PONOMARIOV, S.D., ș.a. : Calculul de rezistență în construcția de mașini (vol.I), Ed.Tehnică, București, 1960.
- [2] THEIN, WACH : The Buckling of Gridworks. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, nr.1, febr.1965.
- [3] SUBRAMONIAN, N. și SUBRAMONIAN, G. : Lateral Buckling of a Simply Supported Uniform Diagrid. International Journal of Mechanical Science - vol.12, nr.1, ian.1970.
- [4] CHAN, H.C., CHARTON, T.M. : Virtual Work as Applied to Stability Problems. Civil Engineering, vol.65, nr.762, ian.1970.
- [5] WOZNIAK, Cz. : On the Stability of Deuse Plane Bar Grids. Bulltin de l'Academie Polonaise de Science, Série Science Technique nr.8, 1965.
- [6] CLARKSON, J. : The Elastic Analysis of Flat Grillages - Cambridge University Press.
- [7] TIMOSHENKO S. și GERE J.M. : Teoria stabilității elastice, Ed.Tehnică, București, 1967.

SERBU, A.

METODA DE DETERMINARE A SARCINII CRITICE DE
FLAMBAJ PENTRU REȚELELE DE BARE DREPTÉ

Rezumat

Se prezintă o metodă de determinare a sarcinii critice de flambaj pentru rețele de bare drepte simplu rezemate la colțuri, solicitate în planul lor.

Sarcina critică se stabilește pe baza metodei Ritz-Timoshenko, alegându-se ca ecuație a deformatelor o serie dublă Fourier. Se ajunge la o expresie a sarcinii critice ușor utilizabilă de o bună precizie și convergență.

MÉTHODE DE DÉTERMINATION DE LA CHARGE CRITIQUE DE
FLAMBAGE POUR DES RESEAUX DE BARRES DROITES

Résumé

On présente une méthode de détermination de la charge critique de flambage pour des réseaux de barres droites simplement appuyées aux coins, sollicités dans leur plan.

La charge critique s'établit en utilisant la méthode Ritz-Timoshenko et en choisissant comme équation de la déformée une série double Fourier. On aboutit à une expression de la charge critique facilement utilisable, d'une haute précision et convergence.

STUDIUL DISTRIBUTIEI TENSIUNILOR IN PLATBANDA CU GAURI CIRCULARE SUPUSA LA INCOVOIERE PURA

Ing.St.Voiculescu Universitatea din Bragov.

In literatura de specialitate problema concentratorilor de tensiuni face obiectul unui studiu foarte interesant si actual.

Variațiile locale ale formei și dimensiunilor transversale ale unor bare, de secțiune constantă în restul lor, supuse la stări de tensiuni uniforme sau cu variații liniare în toate secțiunile, produse de către o solicitare axială sau de o încovoiere, dau naștere la perturbații importante în repartizarea eforturilor în secțiunile slăbite ale barei. Aceste perturbații se consideră de obicei față de rezultatele care s-ar obține dacă ar exista o repartizare uniformă sau liniară a tensiunilor în secțiunile modificate, de o formă analoagă cu acelea din restul piesei.

Conform principiului lui Saint Venant aceste perturbații se amortizează pe o anumită porțiune din lungimea barei, totuși produc local în unele puncte, valori mult mai mari ale tensiunilor. Aceasta poate duce adeseori la ruperea piesei în cazul solicitărilor dinamice sau al obosirii materialului, deși valorile tensiunilor calculate sînt cu mult sub valorile rezistențelor admisibile ale materialului.

Puternica creștere a valorii tensiunilor acolo unde au loc variații de tensiuni a fost caracterizată calitativ prin denumirea de concentrare de tensiuni, termen care definește fenomenele elastice de variație locală a tensiunilor. Caracterizarea cantitativă se face prin factorul sau coeficientul de concentrare de tensiuni care reprezintă raportul dintre valoarea tensiunii maxime și valoarea tensiunii medii nominale care se consideră distribuită uniform pe secțiunea netă, slăbită în caz de efort axial, sau distribuită liniar în caz de încovoiere.

În rezistența materialelor punerea în evidență a coeficientului de concentrare se face prin formula :

$$\sigma_{\max} = \alpha \sigma_n, \quad (1)$$

în care α poate lua valori ce variază în intervale foarte mari și care se dau în diverse tratate doar pentru anumite cazuri particulare stabilite prin diferite metode grafice sau empirice.

În lucrare se urmărește studiul distribuției tensiunilor la platbanda cu găuri, solicitate la încovoiere. Acest tip de platbande este foarte răspândit în practica construcțiilor metalice. Astfel se folosesc platbande cu găuri pentru nituri, cu găuri pentru ușurarea construcției, la realizarea profilelor I prin asamblarea cu corniere prin nituire etc.

Prin studiul făcut s-a urmărit a se pune în evidență valorile coeficientului de concentrare pentru cazul platbandelor cu găuri foarte des întâlnite în practică, valori ce nu sînt date în literatura de specialitate.

Cu toată lărgă lor răspîndire calculul acestor platbande se face prin metoda rezistenței materialelor, ținîndu-se seama numai de secțiunea netă, neglijîndu-se astfel concentratorii de eforturi.

Această ipoteză simplificatoare, a considerării secțiunilor nete cu valorile lor minime rezultate prin slăbire, folosită în mod curent pentru calcul, nu este suficientă și nu corespunde realității fenomenelor, arătată de teoria elasticității.

Aceasta s-a putut constata prin numeroase ruperi care se produc în asemenea puncte ale pieselor de mașini și ale elementelor de construcții cu tot calculul acoperit făcut.

În lucrarea de față studiul s-a făcut prin metoda fotoelasticității, metodă care permite o soluționare corectă a acestor probleme.

Fotoelasticitatea se bazează pe proprietatea de birefrigență pe care o au unele materiale transparente izotrope atunci cînd sînt supuse la acțiunea unor solicitări exterioare.

Proprietățile de birefrigență sînt direct legate de stările de tensiune și deformații pe baza unor legi calitative și cantitative.

Legea calitativă stabilește că axele principale de birefrigență coincid cu direcțiile principale ale stării de tensiune exterioare.

Legea cantitativă stabilește relații între tensiunile principale σ_1 și σ_2 și indicii de refracție n_1 și n_2 de forma :

$$n_1 - n_2 = c (\sigma_1 - \sigma_2), \quad (2)$$

în care c este constanta optică relativă a materialului.

Această formulă se mai întâlnește sub forma :

$$\sigma_1 - \sigma_2 = K \sigma_0, \quad (3)$$

unde K este un număr întreg pozitiv ($K = 0, 1, 2, 3 \dots$) corespunzător fiecărei franje de interferență în lumina polarizată.

$$\sigma_0 = \frac{\lambda}{c \cdot e}, \text{ unde :} \quad (4)$$

λ este lungimea de undă,
 e - grosimea materialului.

Prin interpunerea modelului solicitat între cei doi polarizori, în funcție de poziția planelor polarizorilor și a felului luminii polarizante, pe model apar două feluri de spectre alcătuite din curbe luminoase și întunecoase (sau colorate) care se pot fotografia. Curbele observate sînt izocromaticile și izoclinele. Izoclinele reprezintă locul geometric al punctelor de pe model în care eforturile unitare principale au direcție constantă, iar izocromaticile sînt locul geometric al punctelor în care diferența eforturilor unitare principale este constantă.

Studierea lor se realizează separat. Izoclinele se obțin cu ajutorul luminii polarizate rectilinii, iar izocromaticile în lumină polarizată circular. Acest lucru e posibil prin utilizarea unor lamele sfert de undă amplasate între cei doi polarizori.

Pentru studiul izoclinelor s-a utilizat un model de plexiglas cu dimensiunile indicate în figura 1.

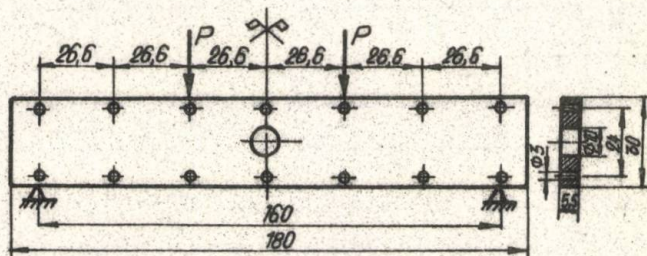


Fig. 1
 Model cu gaură centrală și găuri laterale

Fotografierea curbelor izocline s-a făcut pentru valori ale unghiurilor de 0° , 20° , 40° , 60° , 80° ca în figura 2.



Fig. 2
Curbe izocline

Curbele izocromatice s-au obținut de pe un model de araldit cu grosime de 5,5 mm ca în figura 3.

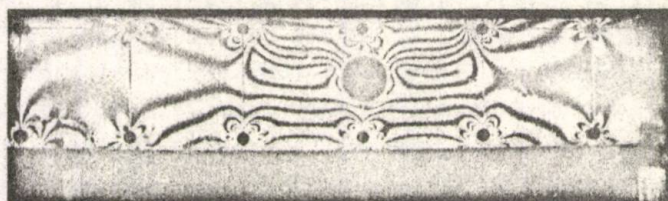


Fig. 3
Curbe izocromatice

Ambele modele au fost solicitate la un moment încovoietor pur cu valoarea de 11,75 Nm.

Etalonarea materialului s-a făcut pe o epruvetă etalon din araldit cu secțiunea de 100 x 20 mm supusă la încovoiere pură cu relația :

$$\sigma_0 = \frac{M}{nW} , \quad (5)$$

în care n reprezintă numărul total de izocromatice produse în axa epruvetei și marginea acesteia, etalonare dată în tabelul 1.

Calculul tensiunii σ_0 Tabelul 1

Dimensiunile epruvetei			w	P	M	σ_m	n	σ_0
l	b	h	cm^3	N	Nm	N/m^2		N/m^2
10	0,55	2	0,36	20,5	4,1	$1,14 \cdot 10^7$	5	$2,28 \cdot 10^6$

S-a obținut valoarea tensiunii etalon $\sigma_0 = 2,28 \cdot 10^6 N/m^2$.

S-au trasat în continuare variația tensiunilor σ_1 și σ_2 (fig.4) pe conturul platbandei. Se observă că diagramele prezintă salturi corespunzătoare concentratorilor de eforturi din dreptul găurilor.

În cazul general izocromaticele intersectează conturul și

în punctele acestea una din tensiunile principale, anume aceea

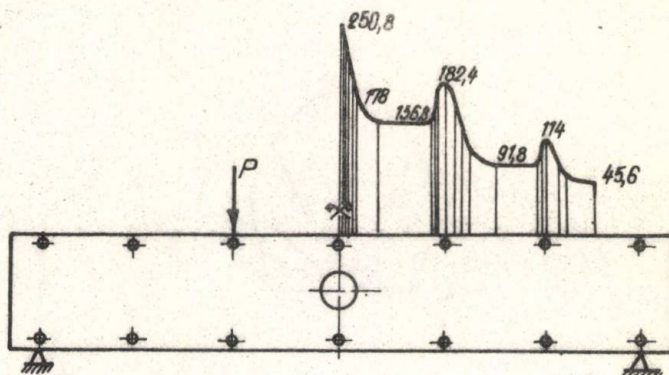


Fig. 4
Repartiția tensiunilor pe contur

din direcția normală la contur, este nulă, ceea ce înseamnă că valorile diferenței $\sigma_1 - \sigma_2$ corespunzătoare izocromaticii respective, reprezintă însăși valoarea tensiunii pe contur din acel punct.

Prin stabilirea numerelor de ordine k ale diferitelor izocromatice și cu valoarea tensiunii etalon σ_0 , cu ajutorul formulei (3) se determină valorile σ_1 și σ_2 a punctului corespunzător de pe contur.

Față de valorile stabilite de formula lui Navier se constată o eroare maximă de 19,35%.

Cu ajutorul izocromaticelor prin același procedeu ca și pe contur s-au trasat apoi variația eforturilor pe perimetrul găurilor, pentru gaura centrală (figura 5) și pentru găurile laterale (figura 6) obținându-se valoarea maximă de $2,736 \text{ kN/m}^2$.

Din compararea valorilor tensiunilor calculate prin metoda rezistenței materialelor (formula lui Navier) și cele calculate prin metoda fotoelastică (tabelul 2) se observă o decalare în punctele de acțiune a concentratorilor și o concordanță în celelalte puncte.

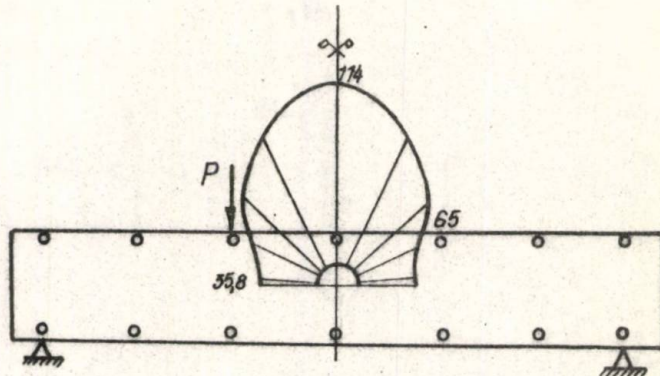


Fig. 5

Repartiția tensiunilor în jurul găurii centrale

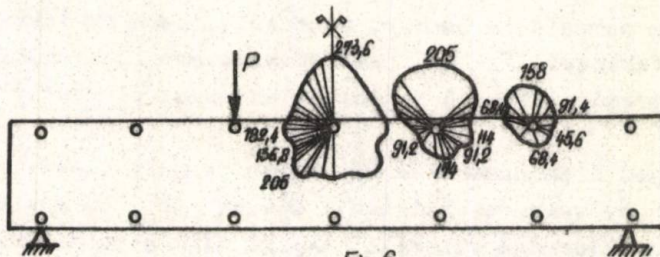


Fig. 6

Repartiția tensiunilor în jurul găurilor laterale

Calculul concentratorului de tensiuni α

Tabelul 2

Poz. punct.	Dimens. epruvei			V_{Iz}	y	P	M	σ	K	G_0	G_p	α
	cm	cm	cm	cm ⁴	cm	N	Nm	N/mm ²		N/mm ²	N/mm ²	
0	18	0,55	3	0,975	1,5	220	11,75	$2,46 \cdot 10^4$	11	$2,28 \cdot 10^6$	$2,583 \cdot 10^5$	1,09
1					1,35			$2,29 \cdot 10^4$	12		$2,755 \cdot 10^5$	1,04
2					1,05			$1,72 \cdot 10^4$	8		$1,224 \cdot 10^5$	1,06
3					0,5			$0,92 \cdot 10^4$	4		$0,902 \cdot 10^5$	1,11

Concluzii

În urma studiului fotoelastic efectuat pe platbanda cu găuri circulare la încovoiere, se pot trage următoarele concluzii :

În cazurile ce se întâlnesc în practica proiectării elementelor metalice ca platbande cu găuri și creștături, construcții metalice realizate prin asamblarea platbandelor cu diferite profile metalice prin nituire și cu goluri de ușurare, solicitate la încovoiere, aplicarea formulei lui Navier sub forma dimensionării sau verificării este neconcludentă și periculoasă.

Dacă în unele puncte ale elementelor situate mai departe de găurile și creștăturile respective prin aplicarea formulei lui Navier se obțin valori apropiate de cele calculate prin metoda fotoelastică și se pot lua în considerare, în punctele din apropierea acestora și pe centrul lor valorile stabilite prin aceeași formulă sînt mult mai mici decît cele stabilite fotoelastic și nu pot fi luate în seamă.

La proiectarea secțiunilor metalice conform standardelor în vigoare se admit abateri maxime ale rezistenței efective de -5% și +3% față de rezistența admisibilă a materialului.

Datorită concentratorilor de tensiuni din gaura de nit valoarea tensiunii reale depășește valoarea tensiunii calculate cu formula lui Navier și deci poate compromite proiectarea.

La platbanda studiată, valorile tensiunilor obținute în secțiunea considerată, în punctele periferice cele două procedee au dat valori sensibil egale, dar pe conturul găurii (punctul 1) au dat o diferență de 20% ce nu mai poate fi neglijată.

Variația tensiunilor pe contur din cauza concentratorilor de tensiuni în porțiunea influenței lor este după o curbă, ca apoi în zona din afara acestora conform principiului lui Saint Venant să se amortizeze pe o anumită porțiune din lungimea barei și variația să devină liniară.

Perturbațiile locale provocate de concentratori sînt foarte bine scoase în evidență prin studiul diagramei variației tensiunilor pe contur (fig.4).

BIBLIOGRAFIE

- [1] PIRARD, A., La Photoélasticité, Paris și Liège, Ed. Dunod, 1947.
- [2] FÖPPL, L., și MÖNCH, E., Praktische Spannungsoptik, Berlin, Ed. Springer, 1950.

VOICULESCU, St.

STUDIUL DISTRIBUTIEI TENSIUNILOR IN PLATBANDA
CU GAURI CIRCULARE SUPUSA LA INCOVOIERE PURA

Rezumat

In lucrarea de față se prezintă valorile maxime ale tensiunilor, care iau naștere la solicitare, în grinzile metalice asamblate prin nituire cît și consecințele provocate de efectele concentratorilor de tensiuni.

DIE ANALYTISCHE UND SPANNUNGSOPTISCHE UNTERSUCHUNG DER
VERTEILUNG DER SPANNUNGEN IM REINER BIEGUNG UNTERWORFENEM
BREITBAND MIT RUNDEN LÖCHERN

Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag werden die Höchstwerte der Spannungen die sich in den metallischen durch Nietung zusammengesetzten Stäben im Betrieb entwickeln bekanntgemacht sowie die von den vorhandenen Kerbeffekten hervorgerufenen Folgen.

CERCETARI EXPERIMENTALE COMPARATIVE ASUPRA
SOLICITARII STATICE A BATIULUI UNOR PRESE

DE TIP DESCHIS

Dr.ing. Ion Tureac, șef de lucrări la Universitatea din Bragov

Batiul, organul pe care se assemblează toate subansamblurile presei și care, prin ghidaje, asigură conducerea părții mobile a dispozitivului de lucru, preia integral forța ce se dezvoltă în procesul de presare. Sub acțiunea forței de presare el este intens solicitat căpătînd deformări care, în timpul efectuării operațiilor tehnologice, duc la pierderea preciziei cinematice a presei. În vederea micșorării deformărilor se recurge frecvent la mărirea secțiunilor pereților acestuia, fapt care conduce la creșterea greutății și la un consum mare de metal. Astfel la presele de tip deschis batiul turnat constituie elementul pentru care se consumă cea mai mare cantitate de metal, depășind uneori 65% din greutatea întregii construcții.

În scopul micșorării greutății totale a preselor, pentru reducerea consumului de metal și pentru asigurarea unor cheltuieli de producție reduse, pe plan mondial se manifestă tot mai pregnant tendința de înlocuire a batiurilor turnate cu batiuri sudate. Cu toate acestea datorită proprietăților speciale ale fontelor, mai ales în ceea ce privește amortizarea vibrațiilor, cele mai multe dintre presele de tip deschis se execută cu batiuri turnate [3], [5]. De aceea cunoașterea comportării acestor batiuri sub acțiunea forței de presare prezintă interes pentru cercetătorii, proiectanții și constructorii de prese. Obținerea unor date experimentale referitoare la starea de tensiuni și deformări permite a se efectua corecții la calculele analitice cu relații ce nu pot lua în considerare toți factorii care influențează. Aceste date se determină fie pe batiul în mărime naturală, fie pe modele.

În cele ce urmează sînt prezentate cercetările experimentale efectuate de autor cu privire la solicitarea statică a batiului preselor mecanice de tip deschis.

Cercetările au fost efectuate atît pe batiul în mărime naturală al preselor PELI-630 kN, cît și pe batiul model al acestora și al preselor PAI-630 kN. Tensiunile din cele mai solicitate secțiuni ale batiului, calculate cu relațiile cunoscute din literatu-

ra de specialitate [4], sînt comparate cu cele determinate prin metode experimentale, în vederea stabilirii unor date comparative necesare la proiectare.

Forma și principalele dimensiuni ale batiurilor studiate în prezenta lucrare sînt prezentate în fig. 1, a, b. Sub acțiunea forței F , aplicată static în axa cinematică a batiului, în secțiunea AB apar tensiuni de tracțiune și încovoiere.

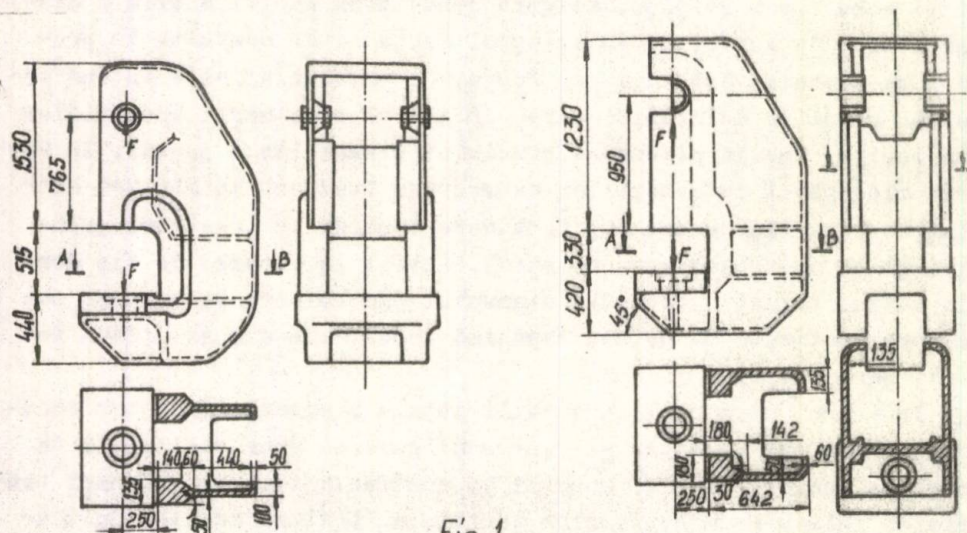


Fig. 1

Calculul acestora, conform lucrărilor [1] [4], se face cu relațiile:

$$\sigma_A = F_N \left(\frac{1}{A} + \frac{a' + Y_G}{W_A} \right), \quad (1)$$

$$\sigma_B = F_N \left(\frac{1}{A} - \frac{a' + Y_G}{W_B} \right),$$

în care: F_N este forța maximă a preseii (forța nominală),

A - aria secțiunii A - B;

a' - distanța de la suportul forței pînă la peretele din față al batiului;

Y_G - distanța de la peretele din față al batiului pînă la centrul de greutate al secțiunii;

W_A, W_B - module de rezistență.

Tensiunile astfel calculate, pentru cele două batiuri studiate,

sînt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

Presă	y_G [cm]	Momentul încovoietor [daN.cm]	Modulul de rezistență [cm ³]		Tensiuni în fibrele extreme [daN/cm ²]	
			W_A	W_B	σ_A	σ_B
PELI 630	49,75	$31,34 \cdot 10^5$	19714	12711	207,70	198,80
PAI 630	52,20	$32,90 \cdot 10^5$	16450	11230	264,00	232,00

Pentru cercetările experimentale pe batiul în mărime naturală s-a utilizat metoda tensometriei electrice rezistive, iar pentru cercetările pe modele s-a folosit metoda fotoelasticimetricii. În acest mod s-au obținut date utile pentru compararea tensiunilor ce apar în urma trecerii de la încercările pe batiul real, la cele pe modelul plan.

În prima etapă au fost efectuate cercetări pe modele plane. Acestea au furnizat o primă informație, în ceea ce privește distribuția tensiunilor în diversele zone ale batiului și au dat posibilitatea determinării valorilor lor în diferitele puncte ale acestuia. Cercetările au fost efectuate pe cîte 5 subvariante ale celor două variante ale batiurilor studiate. Subvariantele diferă între ele prin mărimea razei R de legătură a peretelui din față cu partea superioară a batiului.

Pentru confecționarea modelelor s-au folosit plăci de araldit cu grosimea de 6 mm. Constanta fotoelastică a aralditului folosit, constanta „tensiune etalon” σ_0 [daN/cm²], a fost $\sigma_0 = 18,4$ daN/cm² [5].

Modelele, la scara 1 : 20, nu au prezentat tensiuni inițiale.

Forța aplicată modelelor a fost de 36 daN pentru batiul presei PELI 630 și de 40 daN pentru cel al presei PAI 630. Liniiile izocromatice pe modelele plane au fost obținute în cîmpul de lumină polarizată al unui aparat MEOPTA.

Au fost determinate numai tensiunile pe conturul batiului considerîndu-se că cele ce apar între fibrele marginale se încadrează, valoric, în limitele celor din fibrele extreme. Determinarea tensiunilor transpuse la batiul real s-a făcut ținînd seama că ecuațiile de echilibru - pentru starea plană de tensiune - sînt independente de constantele elastice E , G și μ ale materialelor [6]. În aceste condiții similitudinea stării de tensiune a batiului model, executat din araldit, este independentă de

raportul constantelor modelului și batiului real executat din fontă.

La transpunerea rezultatelor de la model la batiul real s-a utilizat relația:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_m} = \frac{\lambda_l \lambda_g}{\lambda_F}, \quad (3)$$

în care : σ_r sînt tensiunile din batiul real,
 σ_m - tensiunile din batiul model,
 λ_l - scara lungimilor,
 λ_g - scara grosimilor,
 λ_F - scara forțelor.

Conform egalității (3) pentru determinarea tensiunilor de pe conturul batiului au rezultat următoarele relații de calcul:

$\sigma_r = 1,40 \sigma_m$ - pentru partea din față a batiului preselor PELI;

$\sigma_r = 1,72 \sigma_m$ - pentru partea din spate a batiului preselor PELI și pentru partea din față a batiului preselor PAI;

$\sigma_r = 2,62 \sigma_m$ - pentru partea din spate a batiului preselor PAI.

Valorile tensiunilor batiului, determinate în diferitele puncte, transpuse pentru conturul batiului în mărime naturală, sînt înscrise pe epura acestuia fig. 2. Tensiunile din punctele a ... g din zonele de legătură dintre peretele din față al batiului și partea superioară a acestuia, în cazul celor 10 subvariante, sînt indicate în tabelele 2 și 3.

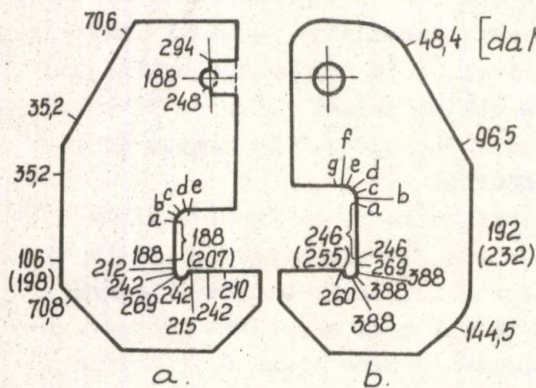


Fig. 2

Determinarea experimentală a tensiunilor prin metoda tensometriei electrice rezistive (TER)* s-a făcut numai pentru batiul preseii PELI-630. Instalația utilizată pentru determinări este prezentată în lucrarea [5].

* În continuare pentru tensometria electrică rezistivă se va folosi notația TER.

Tabelul 2

Raza de racordare R [mm]	σ [daN/cm ²] Batiul presei PELI				
	a	b	c	d	e
∞	101	188	215	108	80,5
7,2	161	188	188	108	80,5
5,0	188	188	108	134	80,5
2,5	188	215	215	134	80,5
0,0	215	215	242	161	108

Tabelul 3

Raza de racordare R [mm]	σ [daN/cm ²] Batiul presei PAI						
	a	b	c	d	e	f	g
∞	212	283	247	212	176	142	107
8,5	212	247	283	247	212	176	107
6,0	212	247	283	319	283	247	212
4,0	247	283	242	353	283	212	176
0,0	247	283	253	388	283	176	142

Viteza de creștere a forței de încărcare F , a batiului, în timpul efectuării cercetărilor experimentale, a fost astfel aleasă încît nu s-a depășit $100 \text{ daN/cm}^2/\text{s}$ [2], încadrîndu-se astfel în limitele impuse de condițiile solicitării statice. Cei 50 de traductori de tip EMG-2859/TH-1, cu baza de 20 mm, au fost plasați și orientați pe peretele batiului și pe conturul acestuia pe baza informațiilor obținute din studiul efectuat prin metoda fotoelasticimetricii.

Pentru măsurarea deformațiilor s-a utilizat metoda punții echilibrate respectîndu-se recomandările din lucrarea [1].

Deformațiile ce au rezultat în cazul solicitării statice a batiului cu forțe avînd valori egale cu forța nominală F_N a presei și tensiunile determinate în baza acestor deformații, în cazul modulului de elasticitate $E_{\text{fontă}} = 1,32 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$, sînt indicate în tabelul 4.

Tabelul 4

Punctele	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
ϵ	-19,3	-48,6	-88,7	-	+30,9	+85,7	+42,6	+9,13	+2	+35,1	+68,8	+40,0	+10,7	-	+81,0	+46,0	+82,0	+14,70	+49,2	+11,3	+75,0	+72,0	+59,8	+50,0	+66,8
σ [daN/cm ²]	-25,3	-64,2	-117,1	-	+40,7	+113,4	+56,4	+12,3	+22,0	+46,3	+92,0	+52,7	+14,0	-	+107,0	+60,8	+108,3	+19,4	+197,2	+147,0	+98,8	+95,0	+79,3	+66,0	+88,1

Punctele	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
ϵ	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	+	+	+	+	+	+	+	-	+	+	-	-
σ [daN/cm ²]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	+	+	+	+	+	+	+	-	+	+	-	-
	40,6	142,5	50,0	65,0	24,8	61,6	52,3	55,2	127,3	119,8	33,1	21,1	39,3	152,0	158,4	183,0	15,0	187,2	179,5	159	38,1	79,5	50,3	45,5	20,3
	53,6	188,5	66,0	86,0	33,0	81,4	69,0	73,3	168,0	158,0	43,6	27,8	51,8	244,0	277,0	242,0	19,8	247,6	237,2	210	50,2	103,6	66,5	60,0	26,8

Din compararea tensiunilor calculate cu cele determinate experimental, în cazul batiului preselor PELI, rezultă că metoda fotoelasticimetricii a condus la valori mai mari cu 20% față de metoda TER. În cazul batiului preselor PAI tensiunile determinate prin metoda fotoelasticimetricii sînt cu 3 ... 12% mai mici decît cele calculate.

Abaterile în ambele sensuri se datorează faptului că batiul real are multe variații ale secțiunii pe cînd modelul este plan. Abaterile de la valorile reale vor fi mai mici în cazul batiurilor sudate. Metoda rămîne însă utilă și pentru construcțiile turnate, recomandîndu-se ca primă etapă a cercetărilor experimentale. Ea dă informații prețioase în ceea ce privește distribuția tensiunilor în diferitele zone ale batiului. Din fig. 2 și din tabelele 3 și 4 rezultă creșterea mare a tensiunilor în cazul razelor mici de racordare. Înlocuirea razelor mici, cu o porțiune rectilinie, în zona de trecere de la peretele din față la partea superioară - în cazul preselor PELI - a dus la micșorarea tensiunilor cu 40 %, [5].

Tensiunile determinate prin metoda TER sînt mai mari cu 15 ... 20 % decît cele calculate. Aceste diferențe se datorează variațiilor secțiunilor pereților batiului și prezenței unor concentratori de tensiuni. Ținînd seama de rezultatele obținute prin metoda TER - urmează ca tensiunile din secțiunile pereților batiului, în cazul solicitării statice, să se calculeze cu relația:

$$\sigma = \alpha_K \sigma_s, \quad (4)$$

unde: σ_s sînt tensiunile calculate cu relațiile (1) și (2),
 α_K - coeficient a cărui valoare este de 1,15 ... 1,20, prin care se ține seama de variația secțiunilor și de prezența concentratorilor de tensiuni.

Concluzii:

1. Studiul stării de tensiune, pe modele plane, prin metoda fotoelasticimetricii, permite obținerea unor prime informații, calitative și cantitative, cu privire la distribuția tensiunilor în batiul preselor de tip deschis.

2. Determinarea tensiunilor prin metoda TER a scos în evidență mari variații ale gradului de solicitare a diverselor secțiuni ale batiului-tabelul 4, permițînd adoptarea unei bune orientări cu privire la distribuția de material în batiul turnat.

3. Relațiile pentru calculul tensiunilor, trebuie corectate

prin coeficientul α_k ce ține seama de variația secțiunilor și de concentratori.

Bibliografie

- [1] Buzdugan, Gh. Tensometria electrică rezistivă. București, Editura Tehnică, 1966.
- [2] Rusu, O., s.a. Probleme moderne ale rezistenței materialelor. București, Editura Tehnică, 1970.
- [3] Moldovan, V. Studiul pe model al rigidității preselor cu un montant. In Construcția de mașini, 1971, nr.3, p.170- 174.
- [4] Deutsch, I. Rezistența materialelor. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1976.
- [5] Tureac, I. Contribuții teoretice și experimentale la studiul stărilor de tensiuni - statică și dinamică -ale batiului preselor mecanice de tip deschis. Teză de doctorat. Universitatea din Brașov, 1974.
- [6] Rovinski, G. N. Listoştampovocinfe mehaniceskie pressî. Izd. Maşinostroenie, Moskva, 1968.

TUREAC, I.

CERCETARI EXPERIMENTALE COMPARATIVE ASUPRA SOLICITĂRII

STATICE A BĂTIULUI UNOR PRESE DE TIP DESCHIS

Rezumat

În lucrare sînt prezentate rezultatele cercetărilor experimentale, obținute de autor, cu privire la starea de tensiuni din bătutul preselor mecanice de tip deschis. Cercetările au fost efectuate atît pe bătutul în mărime naturală, cît și pe modele plane.

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS ON STATIC STATE STRAIN IN

BEDS OF OPEN - TYPE PRESSES

Abstract

The paper presents the results of experimental research - work obtained by the author with reference to the strain-state within beds of an open - type mechanical presses. The experiments were carried out both on natural size beds and on plane models.

DISPOZITIV DE RECUNOASTERE A TIPULUI DE VAGON
IN VEDEREA CINTARIRII PRIN METODA TENSOMETRICA
OSIE CU OSIE

Ing.V.Pirvulescu, șef de lucrări la Universitatea din Brașov ;

Ing.P.Iordache, asistent la Universitatea din Brașov;

Ing.Fl.Sperchez, șef de lucrări la Universitatea din Brașov ;

Subing.A.Lăx, Universitatea din Brașov.

Instalația de cîntărire automată a garniturilor de tren utilizînd traductori tensometrici de greutate funcționează pe principiul cîntăririi osie cu osie a fiecărui vagon și însumarea valorilor obținute în vederea determinării greutății fiecărui vagon în parte."

Garniturile de cale ferată pot fi formate din mai multe tipuri de vagoane : vagoane cu două osii, vagoane pe boghiuri cu patru osii și altele.

Dispozitivul proiectat și executat de autori își propune să recunoască vagoanele cu două osii și vagoanele cu boghiuri patru osii în vederea însumării a două sau patru valori, după nevoie.

Dispozitivul de recunoaștere cuprinde un formator de impulsuri, un monostabil, un numărător binar și un numărător binar - zecimal cu două decade (fig.1).

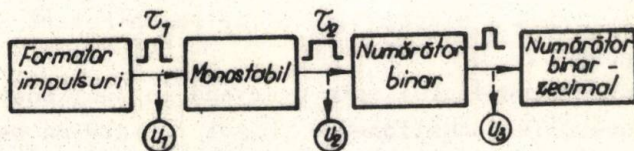


Fig 1

În momentul cînd o osie a vagonului intră pe traductorul de greutate prin intermediul blocului formator de impulsuri se creează un impuls de durată τ_1 care comandă bascularea monostabi-

lului, care formează, la rîndul său un impuls cu durată τ_2 .

Durata τ_2 , a impulsului generat de monostabil, este astfel calculată încît să fie mai mare ca distanța în timp între două osii pereche, la vagoanele cu patru osii (fig. 2).

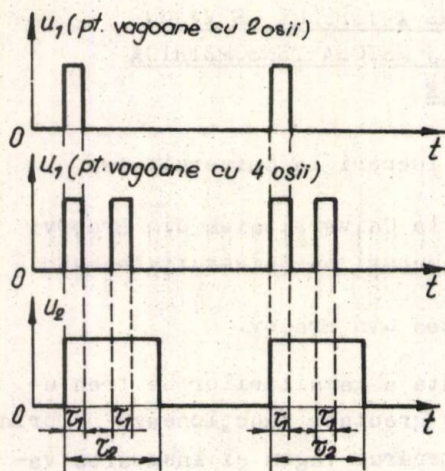


Fig. 2

Practic, sînt numărate grupe de cîte una sau două osii. Pentru fiecare două impulsuri de durată τ_2 de la monostabil numărătorul binar emite un impuls de ieșire. Aceste impulsuri sînt numărate de numărătorul binar-zecimal (numărătorul ordine vagon al instalației de cîntărire).

Pentru a menține monostabilul în domeniul de lucru ($t_i < \tau_2$) precum și din considerente de evitare a osci-

lațiilor la atacarea traductorului de greutate de către roata osiei, viteza garniturii trebuie să se afle între 3 și 8 Km/oră.

Fiecare modificare de stare a numărătorului binar-zecimal este decodificată și folosită la declanșarea unui ciclu de comandă.

La sfîrșitul ciclului respectiv există un impuls de ștergere care se aplică la numărătorul de greutate vagon. Acesta are loc după prelucrarea și transmiterea conținutului acestuia în sistemul de teleimprimare. În felul acesta numărătorul este pregătit ciclic pentru înregistrarea greutății unui nou vagon.

Schema electrică a dispozitivului de recunoaștere este prezentată în figura 3.

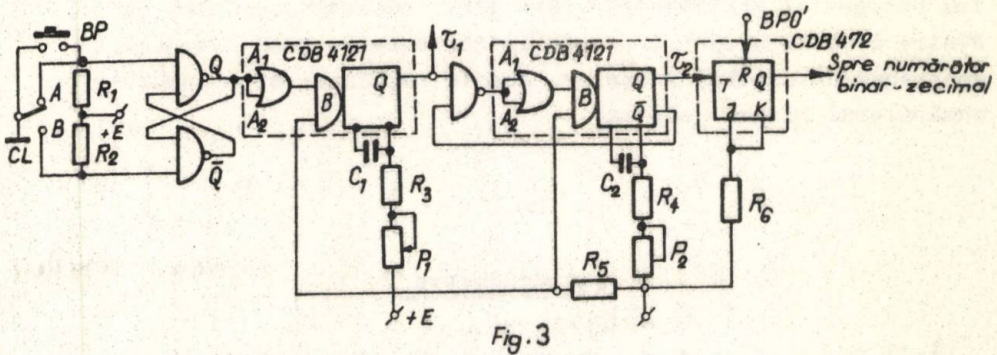
Funcționarea circuitului este descrisă în continuare.

Pentru început se poziționează $Q = 1$ printr-un semnal BPO' creiat de un bloc aparte constituit dintr-un circuit bistabil elementar RS modelat cu circuite SI - NU.

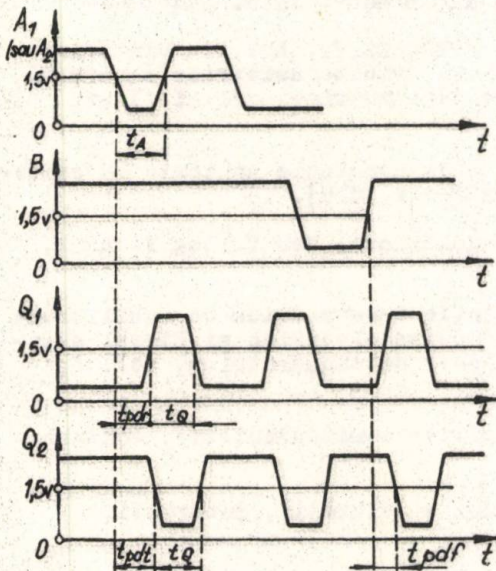
Starea de nedeterminare nu se poate să apară datorită contactului limitator CL.

Contactul limitator CL se găsește inițial în poziția din figura 3. În momentul angajării roții pe traductorul de greu-

tate contactul trece în cealaltă poziție. Din tabelul de adevăr al bistabilului RS rezultă pentru această modificare $Q = 0$.



Din figura 4 unde sînt trasate diagramele de variație în timp a tensiunilor în diversele puncte ale monostabilului realizat pe circuit integrat CDB 4121, se observă că pentru intrarea



A_1 sau A_2 bascularea se produce pe frontul negativ. În cazul nostru, cînd Q trece de la 1 la 0, primul monostabil (CDB 4121) produce un impuls τ_1 . Durata impulsului este obținută și reglată cu ajutorul componentelor C_1 , R_3 și P_1 .

Al doilea monostabil (CDB 4121) se găsește în starea $Q = 0$, $\bar{Q} = 1$, deci la ieșirea porții SI-NU vom avea nivelul logic 1 (înainte de τ_1).

În momentul cînd primește impulsul τ_1 pe intrare, poarta trece cu

ieșirea din starea 1 în starea 0. Pe acest front negativ monostabilul basculează, formînd un impuls τ_2 a cărui durată se obține și se reglează cu ajutorul componentelor C_2 , R_4 și P_2 . În acest interval de timp τ_2 ; $\bar{Q} = 0$ realizînd interdicția de basculare,

pentru orice impuls τ_1 prezent la intrarea porții.

Impulsul de durată τ_2 este folosit ca impuls de tact pentru bistabilul MASTER-SLAVE (CDB 472), acționat pe front negativ. Pentru două impulsuri prezente la intrarea de tact bistabilul generează un impuls de ieșire. Aceste impulsuri sînt numărate de numărătorul binar - zecimal.

BIBLIOGRAFIA

- [1] FOTEA, S. Cîntărirea vagoanelor din mers. București, M.C.F., 1968.
- [2] IORDACHE, P. și alții. Aparate de măsurat electrice și electronice, vol. I și II, București, Editura militară, 1971.
- [3] IORDACHE, P. Metode electrice în măsurarea mărimilor mecanice, Brașov, Universitatea din Brașov, 1976. Indrumar.
- [4] IORDACHE, P., PIRVULESCU, V., SPERCHEZ, F., LOX, A. Cîntărirea din mers a garniturilor de tren prin tensometrice electrică, Primul simpozion național de tensometrice, vol. I. Iași 1977.
- [5] POP, V., POPOVICI, V. Circuite de comutație aplicate în calculatoare electronice, Editura Facla, Cluj, 1976.
- [6] RAUDNITZ, R. Handbuch des Wagenbahnes, Veb Verlag Technik, Berlin, 1965.
- [7] SPERCHEZ, FL., LOX, A. Instalație tensometrică de echilibrare a sarcinilor pe roți la locomotive electrice și Diesel electrice, Primul simpozion național de tensometrice, vol. I, Iași, 1977.
- [8] VATASESCU, A și alții. Dispozitive semiconductoare, Editura tehnică, București, 1975.
- [9] HARRIS, C. și CREDE, CH. Socuri și vibrații, București, Editura tehnică, 1968.
- [10] DEUTSCH, I. Rezistența materialelor, Editura didactică și pedagogică, București, 1976.
- [11] BUZDUGAN, GH. Calculul de rezistență la solicitări variabile, Editura tehnică, București, 1955.
- [12] BUZDUGAN, GH. și BLUMENFELD, M. Măsurarea vibrațiilor, București, Editura tehnică, 1964.

- [13] *** Catalog de circuite integrate, IPRS, București, 1976.
- [14] PETRUTA, V. Circuite integrate, Vol. I și II, Academia militară, București, 1976.

PIRVULESCU, V., IORDACHE, P., SPERCHEZ, FL., LÖX, A.

DISPOZITIV DE RECUNOASTERE A TIPULUI DE VAGON
IN VEDEREA CINTARIRII PRIN METODA TENSOMETRICA
OSIE CU OSIE

Rezumat

Dispozitivul de recunoastere face distincție între vagoanele cu 2 osii și vagoanele cu 4 osii în vederea comenzii corespunzătoare a instalațiilor de cântărire din mers a garniturilor de tren prin metoda cântăririi osie cu osie.

Funcționarea dispozitivului se bazează pe generarea unor impulsuri de durate astfel alese și utilizate pentru a putea realiza scopul propus.

VORRICHTUNG ZUR ERKENNUNG DES WAGGONTYPS BEI DER
DEHNUNGSMESSSTECHNISCHEN METHODE ZUR ABWAGUNG ACHSE
MIT ACHSE.

Zusammenfassung

Die Vorrichtung zur Erkennung macht den Unterschied zwischen den Waggon mit 2 Achsen und Waggon mit 4 Achsen zur entsprechenden Steuerung der Einrichtung bei der Abwagung während der Fahrt der Eisenbahngarnituren auf dem Prinzip Achse mit Achse.

Die Funktion der Vorrichtung beruht auf dem Prinzip der Erzeugung von Impulsen, deren Dauer so gewählt und angewendet sind, um das vorgesehene Ziel zu erreichen.

INFLUENȚA PARAMETRILOR GEOMETRICI AI MECANISMULUI DE
SUSPENSIE MC PHERSON ȘI AI DIRECTIEI ASUPRA MARIMII
OPTIME A PARAMETRILOR DE MINIMIZARE A BRACĂRII INDUSE

Ing. I. Vișa, asistent la Universitatea din Brașov;

Dr. ing. P. Alexandru, conferențiar la Universitatea din Brașov.

În lucrarea [1] au fost deduse relațiile analitice de sinteză cinematică a mecanismului spațial (fig. 1) pentru determinarea valorilor optime ale parametrilor R și α_R - parametrii de minimizare a brăcării induse ($R = \overline{CE}$, $\alpha_R = \angle CEX$).

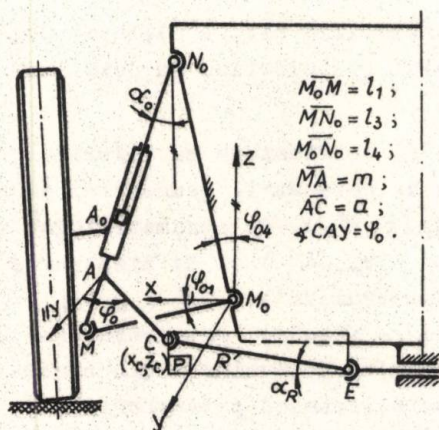


Fig. 1

Relațiile practice pentru determinarea mărimii parametrilor R și α_R sînt (vezi semnificația notațiilor pe figură):

$$\alpha_R = \arctg \left[- \frac{(x'_c)_0}{(z'_c)_0} \right], \quad (1)$$

unde

$$(x'_c)_0 = l_1 \sin \varphi_{01} + (a \sin \varphi_0 \sin \alpha_0 - m \cos \alpha_0) \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)_0; \quad (2)$$

$$(z'_c)_0 = l_1 \cos \varphi_{01} - (a \sin \varphi_0 \cos \alpha_0 + m \sin \alpha_0) \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)_0;$$

$$\left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)_0 = \frac{1 + \frac{l_4}{l_1} \sin(\varphi_{01} - \varphi_{04})}{1 + \left(\frac{l_4}{l_1} \right)^2 + 2 \frac{l_4}{l_1} \sin(\varphi_{01} - \varphi_{04})} \quad (3)$$

$$R = \frac{[(x'_c)_0^2 + (z'_c)_0^2]^{3/2}}{(x'_c)_0 (z'_c)_0 - (x''_c)_0 (z'_c)_0}, \quad (4)$$

în care:

$$\begin{aligned} (x''_c)_0 &= -l_1 \cos \varphi_{01} + (a \sin \varphi_0 \cos \alpha_0 + m \sin \alpha_0) \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)_0^2 + \\ &\quad + (a \sin \varphi_0 \sin \alpha_0 - m \cos \alpha_0) \left(\frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} \right)_0; \\ (z'_c)_0 &= l_1 \sin \varphi_{01} + (a \sin \varphi_0 \sin \alpha_0 - m \cos \alpha_0) \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)_0^2 - \\ &\quad - (a \sin \varphi_0 \cos \alpha_0 + m \sin \alpha_0) \left(\frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} \right)_0; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\left(\frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} \right)_0 = \frac{\left[1 - \left(\frac{l_4}{l_1} \right)^2 \right] \cdot \frac{l_4}{l_1} \cos(\varphi_{01} - \varphi_{04})}{\left[1 + \left(\frac{l_4}{l_1} \right)^2 + 2 \frac{l_4}{l_1} \sin(\varphi_{01} - \varphi_{04}) \right]^2} \quad (6)$$

Axele MoX, MoY, MoZ s-au ales paralele cu axele transversală, longitudinală și verticală ale autovehiculului. Unghiurile φ_{01} , α_0 , φ_0 determină poziția inițială-normală a mecanismului de suspensie (vehicul staționar cu încărcătură normală) și de direcție (vehicul cu roțile directoare dispuse pentru mersul rectiliniu). Lungimea $R = CE$ reprezintă, după relațiile (1)...(6), raza de curbură a traiectoriei articulației C aparținând planului bielei port-fuzetă (E fiind centrul de curbură al acestei traiectorii pentru poziția inițială - normală a mecanismului). Unghiul α_R reprezintă panta normalei la traiectoria punctului C pentru poziția inițială-normală a mecanismului.

Observație. Indicele "0", din relațiile (1)...(6), caracterizează poziția inițială a mecanismului (automobilul în poziție statică și cu încărcătură normală).

Din analiza relațiilor (1)...(6) se constată că valorile parametrilor R și α_R sînt funcție de parametrii geometrici ai mecanismului de suspensie (l_1 , φ_{01} , l_3 , α_0), de parametrii geometrici ai mecanismului de direcție (φ_0 , a) și de dispunerea mecanismului de direcție (prin parametrul "m").

În lucrare se determină influența fiecărui parametru geometric amintit asupra valorilor R și α_R -determinate din condiția minimizării brăcării induse, se selectează parametrii cu influență apreciabilă asupra valorilor lui R și α_R și se construiește o nomogramă de determinare rapidă a valorilor optime ale lui R și α_R .

Pentru determinarea influenței fiecărui parametru geometric al mecanismului asupra mărimilor R și α_R , se pornește de la mecanismul caracterizat de datele $l_1 = 300$ mm, $l_3 = 500$ mm, $a = 160$ mm, $m = 100$ mm, $\varphi_{01} = 1^\circ 30'$. Aceste valori au fost variate individual în limite raționale constructiv: $\varphi_{01} = -2...3^\circ$, $\alpha_0 = 4...10^\circ$, $\varphi_0 = 10^\circ...19^\circ$, $m = -100...300$ mm, $l_1 = 200...400$ mm, $l_3 = 400...650$ mm, $a = 100...220$ mm.

Rezultatele calculului parametrilor R și α_R sînt date în tabelele 1, 2 și 3, pe baza cărora s-au trasat diagramele din fig. 2.

Analiza rezultatelor calculului permite obținerea următoarelor concluzii:

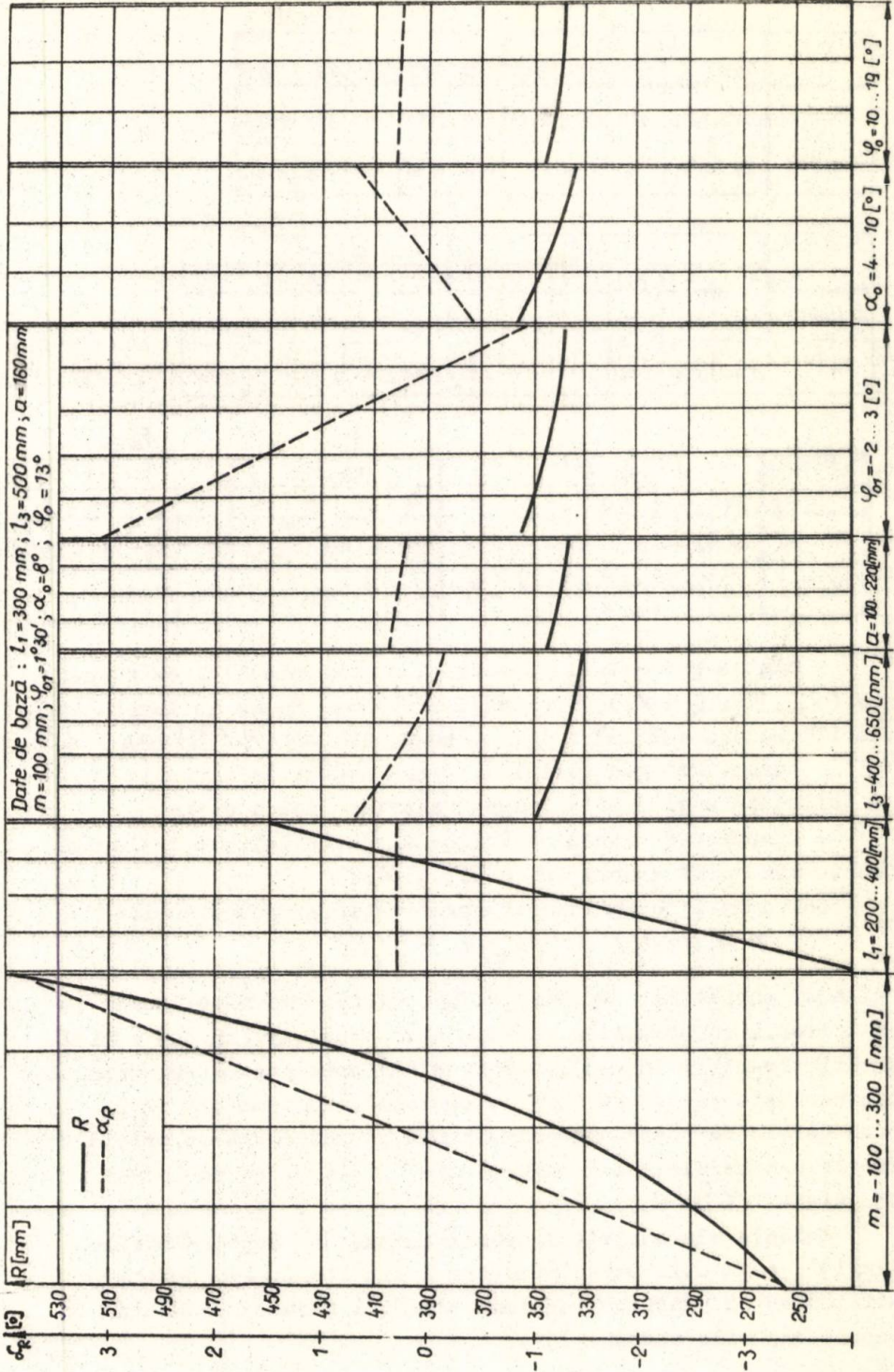


Fig. 2

Tabelul 1

Mărimea	m [mm]					l ₁ [mm]				
	-100	0	100	200	300	200	250	300	350	400
R [mm]	254,5	290,6	341,7	418,8	546,4	231	286,8	341,7	396	449,5
α _R [°]	-3°21'	-1°36'	0°16'	2°11'	4°7'	0°16'	0°16'	0°16'	0°16'	0°16'

Tabelul 2

Mărimea	l ₃ [mm]						a [mm]				
	400	450	500	550	600	650	100	130	160	110	220
R [mm]	350,4	346	341,7	338,4	335,4	332,9	345,8	343,8	341,7	339,7	337,7
α _R [°]	0°44'	0°29'	0°16'	0°7'	-0°1'	-0°8'	0°19'	0°18'	0°16'	0°15'	0°14'

Tabelul 3

Mărimea	φ ₀₁ [°]						α ₀ [°]				φ ₀ [°]			
	-2	-1	0	1	2	3	4	6	8	10	10	13	16	19
R [mm]	354,1	350,6	347	343,5	340	336,5	356	348,9	341,7	334,7	344,2	341,7	339,3	337
α _R [°]	3°9'	2°20'	1°31'	0°41'	-0°7'	-0°57'	-0°26'	-0°4'	0°16'	0°37'	0°18'	0°16'	0°15'	0°14'

- dintre parametrii geometrici ai mecanismului de suspen-sie (l_1 , φ_{01} , l_3 , α_0), numai mărimile l_1 și φ_{01} au influență apre-ciabilă asupra valorilor lui R, respectiv α_R ($R=f(l_1)$ și $\alpha_R=f(\varphi_{01})$);

- parametrii geometrici ai mecanismului de direcție (a, φ_0) au influență neglijabilă asupra valorilor lui R și α_R ;

- dispunerea mecanismului de direcție (m) are influență foarte mare atât asupra lui R cât și α_R .

Ca urmare, cu suficientă aproximație, se poate scrie:

$$R = f_1(m, l_1) ; \alpha_R = f_2(m, \varphi_{01}), \quad (7)$$

ceilalți parametri (l_3 , α_0 , a, φ_0) putînd fi aleși numai du-pă criterii constructive, sau din alte condiții (nu cea a mini-mizării brăcării induse). Deoarece "m" este parametru comun atât pentru R cât și pentru α_R , se concepe monograma din fig.3, pe baza căreia se poate determina rapid (și suficient de precis) va-lorile optime ale lui R și α_R , astfel încît brăcarea indusă să fie minimă ($\theta^i \rightarrow 0$).

Calculul ale mărimii brăcării induse θ^i , după relațiile din[1], prin utilizarea nomogramei din fig.3, au confirmat utilitatea ei practică (mărimea brăcării induse nedepășind pentru cazurile extreme 15').

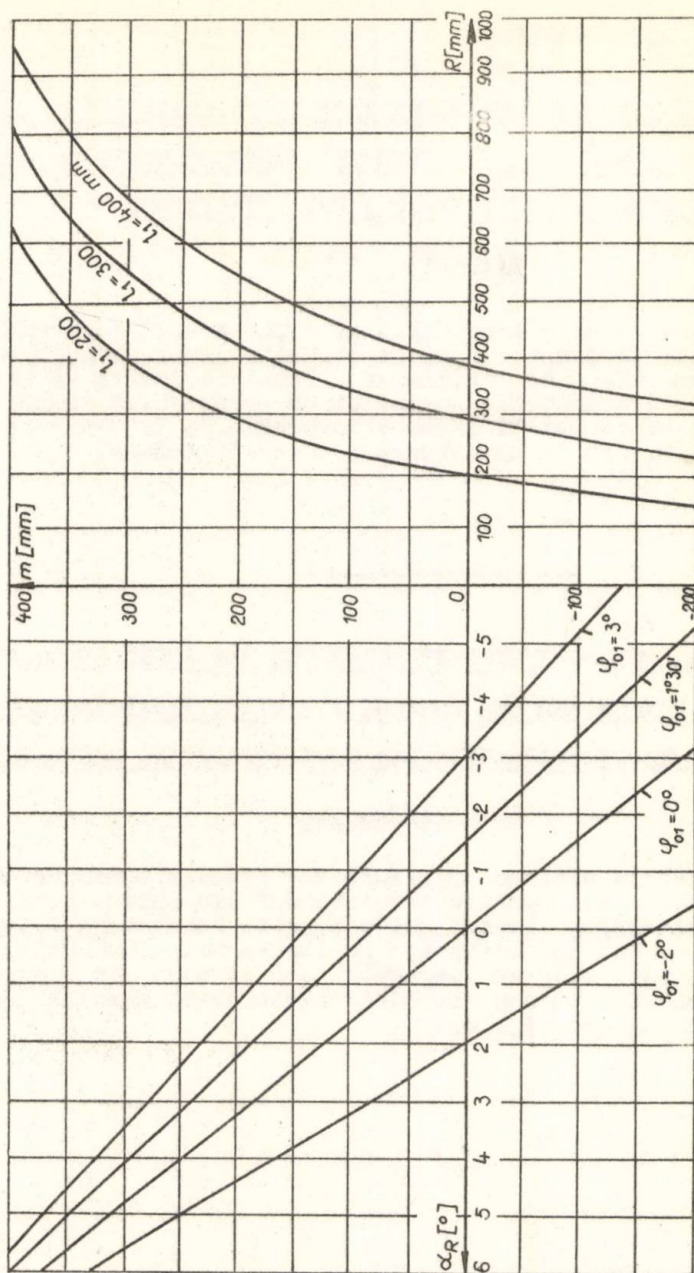


Fig. 3

Bibliografie

- [1] VISA, I. Minimizarea brăcării roții directe a automobilului, cauzată de oscilațiile mecanismului patrulater al suspensiei Mc Pherson. Buletinul Universității din Brașov, vol. XIX-A, 1978.

VISA, I., ALEXANDRU, P.

INFLUENTA PARAMETRILOR GEOMETRICI AI MECANISMULUI DE SUS-
PENSIE MC PHERSON SI AI DIRECTIEI, ASUPRA MARIMII OPTIME
A PARAMETRILOR DE MINIMIZARE A BRACARII INDUSE

Rezumat

In lucrare se stabileste influenta parametrilor geometrici ai mecanismelor de suspensie si de directie asupra valorilor optime ale parametrilor de minimizare a bracarii induse, se selecteaza parametrii geometrici cu influenta apreciabila asupra acestor marimi si se construiesc o nomogramă de determinare rapida a parametrilor de minimizare a bracarii induse.

EINFLUSS DER GEOMETRISCHEN PARAMETER DES AUFHÄNGUNGSGETRI-
EBES MC PHERSON UND DER LENKUNG AUF DIE OPTIMALE GRÖSSE DER
MINIMUMISIERUNGSPARAMETER DER HERVORGERUFENEN SCHWENKUNG

Zusammenfassung

In der Arbeit wird der Einfluss der geometrischen Parameter der Aufhängungs - und Lenkungsgetriebe auf die optimalen Werte der Minimumisierungsparameter der erzeugten Schwenkung festgestellt, es werden die geometrischen Parameter mit beträchtlichem Einfluss auf diese Größen ausgewählt und es wird ein Nomogramm für die rasche Bestimmung der Minimumisierungsparameter der erzeugten Schwenkung aufgebaut.

MINIMIZAREA BRACARII ROTII DIRECTOARE A AUTOMOBILULUI, CAUZATA DE OSCILATIILE MECANISMULUI PATRULATER AL SUSPENSIEI MC PHERSON

Ing.I.Vișa, asistent la Universitatea din Brașov.

1. Introducere

Puntea directoare a automobilului cu suspensie independentă este echipată cu două mecanisme de suspensie și unul de direcție, care împreună formează un mecanism spațial complex cu structură variabilă (fig.1), structură determinată de situațiile funcționale ale sistemului suspensie-direcție [2].

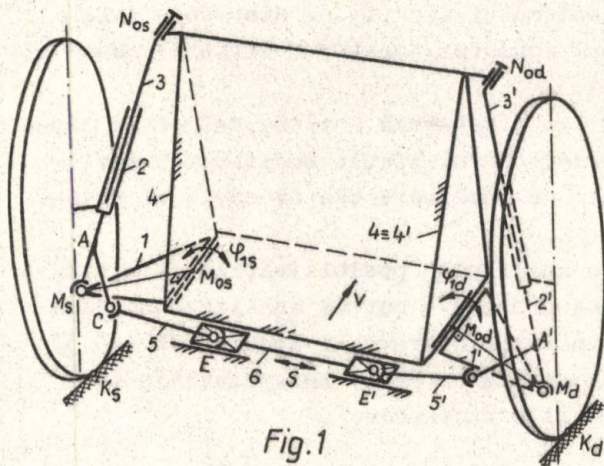


Fig.1

re cu mobilitatea $M=1$ (elementele conducătoare sînt 2, respectiv 2', antrenarea lor făcîndu-se de către neregularitățile solului).

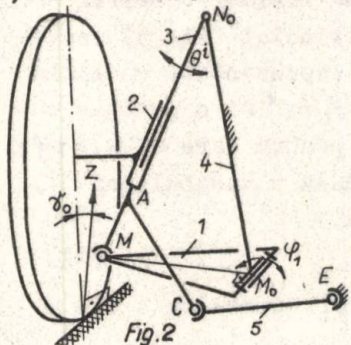


Fig.2

La deplasarea rectilinie a automobilului, elementul central (cremaliera) 6 este fix. Ca urmare, în această situație funcțională, sistemul suspensie-direcție este format din două mecanisme spațiale de familie zero, formate din elementele 1...5, respectiv 1'...5', fiecare

Cele două mecanisme fiind identice, referirile se fac în continuare numai la mecanismul format din elementele 1...5 (fig.2), la care conturul de elemente 1...4 este plan, axele de rotație ale elementelor 1 și 3 fiind paralele între ele și cu axa longitudinală a autovehiculului (caz frecvent întâlnit în construcția de auto-

vehicule).Punctul C, ca punct al bielei 2, descrie o curbă P situată într-un plan perpendicular pe axele de rotație ale elementelor 1 și 3 (fig.3).

La mecanismul din fig.2,3 interesează mișcarea elementului 2(roata și port-fuzeta) care, teoretic, la deplasarea rectilinie a automobilului peste neregularitățile căii de rulare trebuie să fie o translație perpendiculară pe suprafața de rulare.

În realitate, deplasarea pe verticală a roții cu Δz introduce la elementul 2 următoarele deplasări (fig.4):

- modificarea " ΔE " a semicartamentului automobilului;
- modificarea " $\Delta\alpha = \alpha - \alpha_0$ " a unghiului de înclinare transversală;
- rotația " θ^i " a elementului 2 în jurul axei MN_0 , denumită în [3] bracăre indusă.

Efectele acestor modificări sînt prezentate în [3], [4].

Cerințele impuse mecanismului din fig. 2 sînt cele care asigură minimizarea, eventual anularea, acestor modificări nedorite.

În lucrarea [4], se efectuează analiza, respectiv sinteza conturului M_0MN_0 în vederea minimizării modificării semicartamentului și a unghiului de înclinare transversală al pivotului ($\Delta E \rightarrow 0$, $\Delta\alpha \rightarrow 0$).

În această lucrare se analizează posibilitățile de minimizare a brăcării induse și se propune o metodă analitică de sinteză (proiectare) pentru minimizarea brăcării induse ($\theta^i \rightarrow 0$) la deplasarea rectilinie a automobilului peste neregularitățile căii de rulare și la oscilațiile caroseriei.

2. Analiza cinematică

Pentru stabilirea relațiilor care dau mărimea brăcării induse se consideră mecanismul spațial articulat (fig.3) reprezentat în două poziții: poziția inițială (reprezentată cu linie continuă) pentru care $\angle C^0A^0Y = \angle \varphi_0$; $\angle \varphi_1 = 0^\circ$ și o poziție curentă (reprezentată cu linie întreruptă) pentru care $\angle CAy = \angle \varphi$ și $\angle \varphi_1$ (axa y fiind paralelă cu axa longitudinală a vehiculului).

Bracărea indusă este dată de relația

$$\theta_i = \varphi - \varphi_0, \quad (1)$$

unde unghiul φ este funcție de unghiul φ_1 de rotire a elementului 1, adică $\varphi = \varphi(\varphi_1)$.

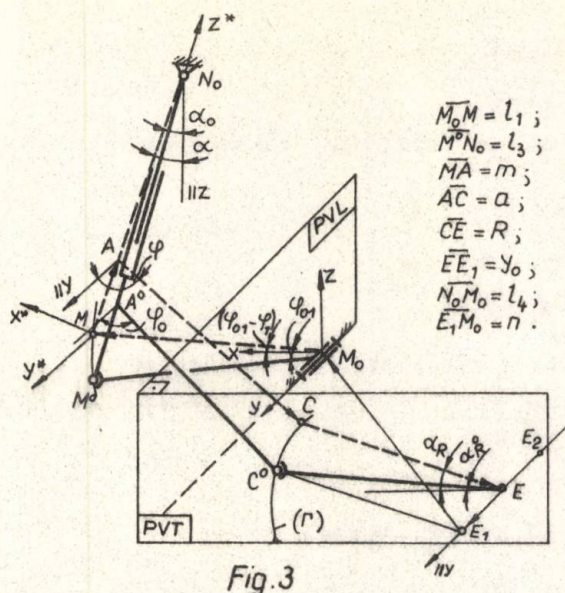


Fig. 3

$$\begin{aligned} \overline{M_0M} &= l_1; \\ \overline{M^0N_0} &= l_3; \\ \overline{MA} &= m; \\ \overline{AC} &= a; \\ \overline{CE} &= R; \\ \overline{EE_1} &= y_0; \\ \overline{N_0M_0} &= l_4; \\ \overline{E_1M_0} &= n. \end{aligned}$$

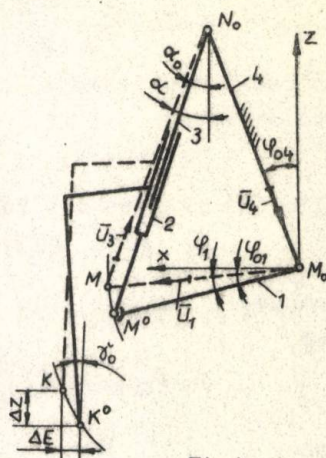


Fig. 4

Determinarea funcției $\varphi(\varphi_1)$ se face din conturul spațial $M_0MACEE_1M_0$ (fig. 3), căruia i se atașează ecuația vectorială

$$\overline{M_0M} + \overline{MA} + \overline{AC} + \overline{CE} + \overline{EE_1} + \overline{E_1M_0} = 0. \quad (2)$$

În sistemul de referință M_0xyz , ale cărui axe sînt paralele respectiv cu axele transversală, longitudinală și verticală ale automobilului, se scriu:

$$\begin{aligned} \overline{M_0M} &= \bar{i} l_1 \cos(\varphi_{01} - \varphi_1) - \bar{k} l_1 \sin(\varphi_{01} - \varphi_1); \\ \overline{MA} &= -\bar{i} m \sin \alpha + \bar{k} m \cos \alpha; \\ \overline{AC} &= -\bar{i}^* a \sin \varphi + \bar{j}^* a \cos \varphi = -\bar{i} a \cos \alpha \sin \varphi + \bar{j} a \cos \varphi - \\ &\quad - \bar{k} a \sin \alpha \sin \varphi; \\ \overline{CE} &= -\bar{i} R \cos \alpha_R - \bar{k} R \sin \alpha_R; \\ \overline{EE_1} &= \bar{j} y_0; \\ \overline{E_1M_0} &= \bar{i} n_x + \bar{j} n_y + \bar{k} n_z. \end{aligned} \quad (3)$$

Componentele n_x, n_y, n_z ale vectorului $\overline{E_1M_0}$, la deplasarea rectilinie a automobilului, sînt constante și se obțin din conturul vectorial $M_0M^0A^0C^0EE_1M_0$ (fig. 3), sub forma relațiilor:

$$\begin{aligned} n_x &= -l_1 \cos \varphi_{01} + m \sin \alpha_0 + a \cos \alpha_0 \sin \varphi_0 + R \cos \alpha_R; \\ n_y &= -a \cos \varphi_0 - y_0; \\ n_z &= l_1 \sin \varphi_{01} - m \cos \alpha_0 + a \sin \alpha_0 \sin \varphi_0 + R \sin \alpha_R. \end{aligned} \quad (4)$$

Mărimea unghiului α , din (3), se obține din conturul vecto-

rial $M_0MN_0M_0$ (fig.4), sub forma

$$\alpha = \arctg \frac{\cos(\varphi_{01}-\varphi_1) - \frac{l_4}{l_1} \sin \varphi_{04}}{\sin(\varphi_{01}-\varphi_1) + \frac{l_4}{l_1} \cos \varphi_{04}} . \quad (5)$$

Deci, modificarea unghiului de înclinare transversală a pivotului este:

$$\varphi_2 = \alpha - \alpha_0 , \quad (\varphi_2 = \Delta\alpha) . \quad (6)$$

Ecuatia (2) se pune sub forma

$$\overline{CE} + E\overline{E}_1 = -(\overline{M_0M} + \overline{MA} + \overline{AC} + E_1\overline{M_0}) , \quad (7)$$

de unde, prin ridicarea la pătrat și efectuarea calculelor, se obține,

$$\varphi = 2 \arctg \frac{A + \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C} , \quad (8)$$

în care:

$$\begin{aligned} A &= 2a[n_x \cos \alpha + n_z \sin \alpha + l_1 \cos(\varphi_{01} - \varphi_1 + \alpha)] ; \\ B &= -2an_y ; \\ C &= R^2 + y_0^2 - n^2 - l_1^2 - m^2 - a^2 + 2l_1 m \sin(\varphi_{01} - \varphi_1 + \alpha) + \\ &\quad + 2n_x[l_1 \cos(\varphi_{01} - \varphi_1) - m \sin \alpha] + 2n_z[-l_1 \sin(\varphi_{01} - \varphi_1) + m \cos \alpha] . \end{aligned} \quad (9)$$

Deoarece parametrii geometrici $l_1, \varphi_{01}, l_3, \alpha_0$ ai mecanismului de suspensie sînt stabiliți în [4] din condițiile minimizării modificării lui $\Delta\alpha$ și ΔE , iar a și φ_0 se stabilesc în sinteza mecanismului de direcție pentru realizarea unei virări corecte, din analiza relațiilor (1)...(8) se constată că mărimile R și α_R (pentru "m" dat) trebuiesc alese optime, pentru ca bracara indusă să fie minimă la deplasarea rectilinie a automobilului.

3. Teoremă

Considerînd curba (Γ) descrisă de punctul C (fig.3), valorile minime ale brăcării induse, la deplasarea rectilinie a automobilului, se obțin prin plasarea articulației E în centrul de curbură al curbei pentru poziția inițială (normală - $\varphi_1 = 0^\circ$) a mecanismului, sau pe o perpendiculară pe planul curbei, dusă prin punctul E (articulația E_1).

4. Sinteza cinematică

Se consideră că mecanismul patrulater al suspensiei este proiectat pentru a asigura o ghidare optimă ($\Delta\alpha \rightarrow 0$; $\Delta E \rightarrow 0$) a

roții directoare.

În baza acestei premise se demonstrează, în continuare, pe cale analitică, teorema enunțată la punctul 3.

Pentru aceasta, se determină coordonatele punctului $C \in (\Gamma)$:

$$\begin{aligned} x_C &= l_1 \cos(\varphi_{01} - \varphi_1) - m \sin(\alpha_0 + \varphi_2) - a \sin \varphi_0 \cos(\alpha_0 + \varphi_2); \\ z_C &= -l_1 \sin(\varphi_{01} - \varphi_1) + m \cos(\alpha_0 + \varphi_2) - a \sin \varphi_0 \sin(\alpha_0 + \varphi_2), \end{aligned} \quad (10)$$

care reprezintă ecuațiile parametrice ale curbei (Γ) .

Conform teoremei enunțate, se determină panta normalei la curbă

$$\alpha_R = \arctg \left[- \frac{x'_C(\varphi_1)}{z'_C(\varphi_1)} \right], \quad (11)$$

unde:

$$\begin{aligned} x'_C(\varphi_1) &= l_1 \sin(\varphi_{01} - \varphi_1) + [a \sin \varphi_0 \sin(\alpha_0 + \varphi_2) - m \cos(\alpha_0 + \varphi_2)] \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}; \\ z'_C(\varphi_1) &= -l_1 \cos(\varphi_{01} - \varphi_1) - [a \sin \varphi_0 \cos(\alpha_0 + \varphi_2) + m \sin(\alpha_0 + \varphi_2)] \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}. \end{aligned} \quad (12)$$

Mărimea $\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}$ se determină folosind relațiile (5) și (6):

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{d(\alpha - \alpha_0)}{d\varphi_1} = \frac{d\alpha}{d\varphi_1} = \frac{1 + \frac{l_4}{l_1} \sin(\varphi_{01} - \varphi_1 - \varphi_{04})}{1 + \left(\frac{l_4}{l_1}\right)^2 + 2 \frac{l_4}{l_1} \sin(\varphi_{01} - \varphi_1 - \varphi_{04})}. \quad (13)$$

Mărimea razei de curbura a curbei (Γ) este dată de relația

$$R = \frac{(x_C'^2 + z_C'^2)^{3/2}}{x_C' z_C'' - x_C'' z_C'}, \quad (14)$$

unde:

$$\begin{aligned} x_C''(\varphi_1) &= -l_1 \cos(\varphi_{01} - \varphi_1) + [a \sin \varphi_0 \cos(\alpha_0 + \varphi_2) + m \sin(\alpha_0 + \varphi_2)] \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}\right)^2 + \\ &\quad + [a \sin \varphi_0 \sin(\alpha_0 + \varphi_2) - m \cos(\alpha_0 + \varphi_2)] \frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2}; \\ z_C''(\varphi_1) &= l_1 \sin(\varphi_{01} - \varphi_1) + [a \sin \varphi_0 \sin(\alpha_0 + \varphi_2) - m \cos(\alpha_0 + \varphi_2)] \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}\right)^2 - \\ &\quad - [a \sin \varphi_0 \cos(\alpha_0 + \varphi_2) + m \sin(\alpha_0 + \varphi_2)] \frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2}, \end{aligned} \quad (15)$$

iar

$$\frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} = \frac{d}{d\varphi_1} \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right) = \frac{\left[1 - \left(\frac{l_4}{l_1}\right)^2 \right] \frac{l_4}{l_1} \cos(\varphi_{01} - \varphi_1 - \varphi_{04})}{\left[1 + \left(\frac{l_4}{l_1}\right)^2 + 2 \frac{l_4}{l_1} \sin(\varphi_{01} - \varphi_1 - \varphi_{04}) \right]^2}. \quad (16)$$

Evident, mărimile R și α_R sînt variabile, funcție de poziția punctului C pe curba Γ . Calculele efectuate pentru un mecanism caracterizat de mărimile $l_1 = 314$ mm; $l_3 = 600$ mm; $\varphi_{01} = 1^\circ 30'$;

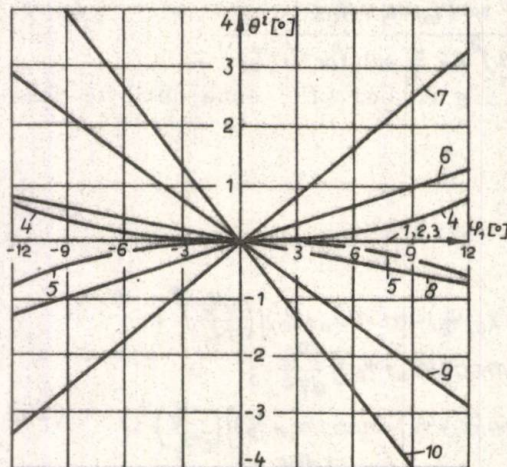
$\alpha_0 = 9^\circ 30'$; $a = 160 \text{ mm}$; $\varphi_0 = 13^\circ$; $m = 200 \text{ mm}$, sînt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

$\varphi_1 [^\circ]$	-12	-9	-6	-3	0	3	6	9	12
$\alpha_R [^\circ]$	$-7^\circ 44'$	$-5^\circ 10'$	$-2^\circ 41'$	$-0^\circ 17'$	2°	$4^\circ 15'$	$6^\circ 23'$	$8^\circ 25'$	$10^\circ 21'$
$R [\text{mm}]$	343,8	356,8	371,1	387	404,8	424,9	447,7	474	504,7

Conform teoremei enunțate la punctul 3, se adoptă $R = 404,8 \text{ mm}$ și $\alpha_R = 2^\circ$.

Pentru a demonstra că valorile lui R și α_R , alese anterior, sînt cele optime, se determină mărimea brăcării induse pentru R și α_R cu valori recomandate ($R = 404,8 \text{ mm}$; $\alpha_R = 2^\circ$) și oarecare. Rezultatele calculelor, după relațiile (1), (5), (8) și (9), prezentate în diagramele din fig. 5, duc la următoarele concluzii:



Nr	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$R [\text{mm}]$	404,8	404,8	404,8	300	600	404,8	404,8	404,8	404,8	500
$\alpha_R [^\circ]$	2	2	2	2	2	5	10	0	-5	-10
$\gamma_0 [\text{mm}]$	0	100	-100	0	0	0	0	0	0	100

Fig. 5

- alegerea lui R și α_R conform teoremei enunțate, anulează practic brăcarea indusă (curba 1 din fig. 5);
- alegerea articulației E în pozițiile E_1 , respectiv E_2 (fig. 3), anulează (practic) de asemenea brăcarea indusă (curbele 2; 3 din fig. 5);
- variația lui R (pentru α_R constant și optim ales) cauzează brăcări induse

mari (curbele 4; 5 din fig. 5);

- variația lui α_R (pentru R constant și optim ales) cauzează brăcări induse foarte mari (curbele 6, 7, 8, 9 din fig. 5);

- variația simultană a ambilor parametri (R și α_R), față de valoarea optimă, cauzează, de asemenea, variații foarte mari ale brăcării induse (curba 10 din fig. 5).

- variația unghiului α_R față de valoarea optimă, are influență negativă mai mare în comparație cu variația lungimii R .

Particularizînd deci în relațiile (11)...(16), pe $\varphi_1 = 0^\circ$ și $\varphi_2 = 0^\circ$, se obțin relații practice pentru determinarea mărimilor R și α_R (conform teoremei enunțate și verificate). Aceste relații sînt (11) și (14) în care se introduc:

$$x'_c(\varphi_1) = (x'_c)_0 = l_1 \sin \varphi_{01} + (a \sin \varphi_0 \sin \alpha_0 - m \cos \alpha_0) \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)_0 ; \quad (12')$$

$$z'_c(\varphi_1) = (z'_c)_0 = l_1 \cos \varphi_{01} - (a \sin \varphi_0 \cos \alpha_0 + m \sin \alpha_0) \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)_0 ;$$

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)_0 = \frac{1 + \frac{l_4}{l_1} \sin(\varphi_{01} - \varphi_{04})}{1 + \left(\frac{l_4}{l_1} \right)^2 + 2 \frac{l_4}{l_1} \sin(\varphi_{01} - \varphi_{04})} ; \quad (13')$$

$$x''_c(\varphi_1) = (x''_c)_0 = -l_1 \cos \varphi_{01} + (a \sin \varphi_0 \cos \alpha_0 + m \sin \alpha_0) \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)_0^2 + (a \sin \varphi_0 \sin \alpha_0 - m \cos \alpha_0) \left(\frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} \right)_0 ; \quad (15')$$

$$z''_c(\varphi_1) = (z''_c)_0 = l_1 \sin \varphi_{01} + (a \sin \varphi_0 \sin \alpha_0 - m \cos \alpha_0) \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)_0^2 - (a \sin \varphi_0 \cos \alpha_0 + m \sin \alpha_0) \left(\frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} \right)_0 ;$$

$$\frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} = \left(\frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} \right)_0 = \frac{\left[1 - \left(\frac{l_4}{l_1} \right)^2 \right] \frac{l_4}{l_1} \cos(\varphi_{01} - \varphi_{04})}{\left[1 + \left(\frac{l_4}{l_1} \right)^2 + 2 \frac{l_4}{l_1} \sin(\varphi_{01} - \varphi_{04}) \right]^2} . \quad (16')$$

Bibliografie

- [1] ALEXANDRU, P., VISA, I. Sistematizarea și analiza structurală a mecanismelor suspensiilor independente. Buletinul Universității din Brașov, vol. XVII-A, 1975, pag. 27...34.
- [2] ALEXANDRU, P., VISA, I. Mécanisme complexes à structure variable et trois degrés de mobilité "partielle" utilisés sur le pont directeur des automobiles. Buletinul Congresului de mecanică aplicată, Varna-Bulgaria, 1977.
- [3] VISA, I., DUDITA, FL. Minimizarea brăcării miștii directoare, cauzată de oscilațiile mecanismului patrulater al suspensiei independente a automobilului. Buletinul celui de-al II-lea Simpozion Internațional THM-IFTOMM, București, 1977, pag. 701...715.
- [4] VISA, I. Studiul modificării unghiului de cădere și a ecartamentului la mecanismul suspensiei independente tip McPherson. Buletinul Universității din Brașov, vol. XVIII-A, 1975 pag. 29...36.

VISA, I.

MINIMIZAREA BRACĂRII ROTII DIRECTOARE A AUTOMOBILULUI,
CAUZATA DE OSCILAȚIILE MECANISMULUI PATRULATER AL SUS-
PENSII MC PHERSON

Rezumat

* In lucrare se analizează, pentru deplasarea rectilinie a automobilului, posibilitățile de minimizare a brăcării induse la roată. In acest scop, se stabilesc relațiile analitice care dau mărimea brăcării induse la roată, se propune o metodă de sinteză (proiectare) a mecanismului spațial pentru anularea brăcării roții la trecerea peste neregularitățile drumului și la oscilațiile caroseriei și se stabilesc relații practice de sinteză a mecanismului pe baza metodei propuse.

MINIMUMISIERUNG DER SCHWENKUNG DES LENKRADES
BEIM KRAFTWAGEN, DIE DURCH DIE SCHWANKUNGEN DES
VIERECKIGEN AUFHÄNGUNGSMECHANISMUS MC PHERSON

Zusammenfassung

In der Arbeit werden im Hinblick auf eine geradlinige Fortbewegung der Kraftfahrzeuge die Minimumisierungsmöglichkeiten der am Rad erzeugten Schwenkung untersucht. Zu diesem Zwecke werden die analytischen Verhältnisse bestimmt, welche die Grösse der am Rad erzeugten Schwenkung ergeben, es wird eine Methode der Synthese des räumlichen Getriebes zur Aufhebung der Radschwenkung bei Unebenheiten der Fahrbahn und bei Schwankungen der Karosserie vorgeschlagen und es werden praktische Verhältnisse der Synthese aufgrund der vorgeschlagenen Methode festgelegt.

SINTEZA CINEMATICA A MECANISMELOR TRICARDANICE UTILI- ZATE INTRE TRACTOR SI MASINA AGRICOLA

Ing. N.Souca - asistent la Universitatea din Braşov.

1. Introducere

Mecanismele utilizate la transmiterea puterii de la tractor la maşina agricolă sînt formate din două lanţuri cinematice distincte: transmisia cardanică şi lanţul cinematic de tractare (sau suspendare) a maşinii agricole [2]. Transmisia cardanică are rolul de a transmite de la tractor puterea necesară antrenării organelor de lucru ale maşinii agricole. Lanţul cinematic de tractare, pe lîngă rolul de a transmite forţa de tracţiune dezvoltată de tractor şi de a asigura o poziţie corectă a maşinii agricole în timpul lucrului, are şi rolul de a da transmisiei cardanice o anumită configuraţie de care depinde direct legea de transmitere. Lanţul cinematic de tractare se va numi în continuare lanţ cinematic suport (al transmisiei cardanice). Transmisia cardanică nu poate fi homocinetică la orice configuraţie dată de lanţul suport. Realizarea homocinetismului este îngreunată şi de variaţia configuraţiei transmisiei în timpul procesului de lucru.

Stabilirea modelului şi relaţiilor de calcul, precum şi studiul posibilităţilor de realizare a homocinetismului transmisiei tricardanice, cînd variază o parte din parametrii de care depinde legea de transmitere, fac obiectul acestei lucrări.

2. Notăţii utilizate

- a - distanţa de la arborele prizei de putere (APP) la planul dispozitivului de tracţiune al tractorului, distanţă luată ca etalon şi egală cu 1 ($a=1$);
- b, c, d, e, p, q, r - mărimi adimensionale care reprezintă lungimi raportate la lungimea etalon, a ;
- α, β, δ - unghiurile de rotaţie relativă a tractorului faţă de maşina agricolă, în jurul axelor O_z, O_y respectiv O_x ;
- A_{i1}, A_{i2} ($i=1, 2, 3$) - arborii de intrare, respectiv ieşire ai articulaţiei i ; ($A_{12}=A_{21}; A_{22}=A_{31}$);

- $\bar{e}_{11}, \bar{e}_{12} (i=1,2,3)$ - versorii arborilor articulației i ;
($\bar{e}_{12} \equiv \bar{e}_{21}; \bar{e}_{22} \equiv \bar{e}_{31}$);
- $P_i (i=1,2,3)$ - planul de referință al articulației i , format de arborii A_{11} și A_{12} ;
- $Q_{11}, Q_{12} (i=1,2,3)$ - plane perpendiculare pe planul P_i , care conțin arborii A_{11} respectiv A_{12} ;
- $\alpha_i (i=1,2,3)$ - unghiul articulației i , format de arborii A_{11} și A_{12} ;
- $\varphi_{11}, \varphi_{12} (i=1,2,3)$ - unghiurile de rotație a furcilor de intrare respectiv de ieșire ale articulației i ; ($\varphi_{12} = \varphi_{21}; \varphi_{22} = \varphi_{31}$);
- $\lambda_1 = \frac{1}{\cos \alpha_1}$ - coeficientul de heterocinetism al articulației i ;
- $k_i (i=1,2,3)$ - exponent care ia valorile: (+1) dacă articulația, i este înseriată sinfazat și (-1) dacă articulația, i este înseriată ortofazat (în raport cu prima articulație pentru care $k_1=1$);
- β_1, β_2 - unghiurile formate de planul P_1 cu planele P_2 respectiv P_3 ;
- $\varphi_{21}^0, \varphi_{31}^0$ - unghiurile de defazare inițială a articulațiilor 2 și 3 ($\varphi_{11}^0=0$).

3. Stabilirea modelului și a relațiilor de calcul

Transmisiile tricardanice se utilizează atât la mașinile agricole care se deplasează în spatele tractorului, dar mai ales la cele care se deplasează în spate și lateral dreapta [3], [4], [5], [6]. Schema cea mai generală este reprezentată în fig.1. Pe baza fig.2 s-au stabilit coordonatele punctului A, ajuns în poziția A_3 după ce tractorul a efectuat pe rând rotațiile σ, β și α , iar în conformitate cu fig.1 și fig.2 s-au stabilit coordonatele punctelor B și C precum și componentele versoriilor $\bar{e}_{11}$ și $\bar{e}_{12}$ ($i=1,2,3$). Relațiile de calcul sînt:

$$\sigma_0 = \arctg \frac{b}{a} = \arctg b; \quad (1)$$

$$S_5 = AA_x = \sqrt{a^2 + b^2} = \sqrt{1 + b^2}; \quad S_6 = A''O = \sqrt{S_5^2 \cos^2(\sigma_0 + \sigma) + p^2}; \quad (2)$$

$$\beta_0 = \arctg \frac{S_5 \cos(\sigma_0 + \sigma)}{p}; \quad \alpha_0 = \arctg \frac{S_5 \sin(\sigma_0 + \sigma)}{S_6 \cos(\beta_0 + \beta)}; \quad (3)$$

$$S_7 = A_2O = \sqrt{S_6^2 \cos^2(\beta_0 + \beta) + S_5^2 \sin^2(\sigma_0 + \sigma)}; \quad (4)$$

$$\delta = \arcsin \frac{e}{q+r}; \quad (5)$$

$$A_3 \begin{cases} X_{A_3} = -s_7 \cos(\alpha_0 + \alpha) \\ Y_{A_3} = s_7 \sin(\alpha_0 + \alpha) \\ Z_{A_3} = s_6 \sin(\beta_0 + \beta) \end{cases}; B \begin{cases} X_B = q \cos \delta \\ Y_B = q \sin \delta \\ Z_B = c \end{cases}; C \begin{cases} X_C = (q+r) \cos \delta \\ Y_C = e \\ Z_C = d \end{cases}; \quad (6)$$

$$\bar{e}_{11} = \cos \beta \cos \alpha \bar{i} - \cos \beta \sin \alpha \bar{j} - \sin \beta \bar{k}; \quad (7)$$

$$\bar{e}_{12} = \frac{X_B - X_{A_3}}{A_3 B} \bar{i} + \frac{Y_B - Y_{A_3}}{A_3 B} \bar{j} - \frac{Z_B - Z_{A_3}}{A_3 B} \bar{k}; \quad (8)$$

$$\bar{e}_{22} = \frac{X_C - X_B}{BC} \bar{i} + \frac{Y_C - Y_B}{BC} \bar{j} + \frac{Z_C - Z_B}{BC} \bar{k}; \quad (9)$$

$$\bar{e}_{32} = \bar{i}. \quad (10)$$

Unghiurile α_i ($i=1,2,3$) se calculează cu relațiile:

$$\alpha_i = \arccos(\bar{e}_{i1}, \bar{e}_{i2}); i=1,2,3. \quad (11)$$

Defazările inițiale φ_{21}^0 și φ_{31}^0 se determină cu ajutorul fig.3 și fig.4 utilizând vectorii:

$\bar{v}_1 = \bar{e}_{11} \times \bar{e}_{12}, \bar{v}_2 = \bar{e}_{21} \times \bar{e}_{22}, \bar{v}_3 = \bar{e}_{32} \times \bar{e}_{31}$ perpendiculari pe planele P_1, P_2, P_3 (12)
și vectorii:

$$\bar{v}_4 = \bar{e}_{12} \times \bar{v}_1 \text{ și } \bar{v}_5 = \bar{e}_{22} \times \bar{v}_1. \quad (13)$$

Rezultă astfel:

$$\beta_1 = \arccos \frac{\bar{v}_1 \cdot \bar{v}_2}{|\bar{v}_1| |\bar{v}_2|}; \beta_2 = \arccos \frac{\bar{v}_2 \cdot \bar{v}_3}{|\bar{v}_2| |\bar{v}_3|}, \quad (14)$$

iar defazările inițiale vor fi (vezi fig.3):

$$\varphi_{21}^0 = \alpha_1 \cdot \beta_1; \varphi_{31}^0 = \alpha_2 \cdot \beta_2, \quad (15)$$

în care:

$$\alpha_1 = \operatorname{sgn}(\bar{v}_2 \cdot \bar{v}_4); \alpha_2 = \operatorname{sgn}(\bar{v}_3 \cdot \bar{v}_5). \quad (16)$$

Cunoscându-se defazările inițiale se pot scrie relațiile legii de transmitere [1]:

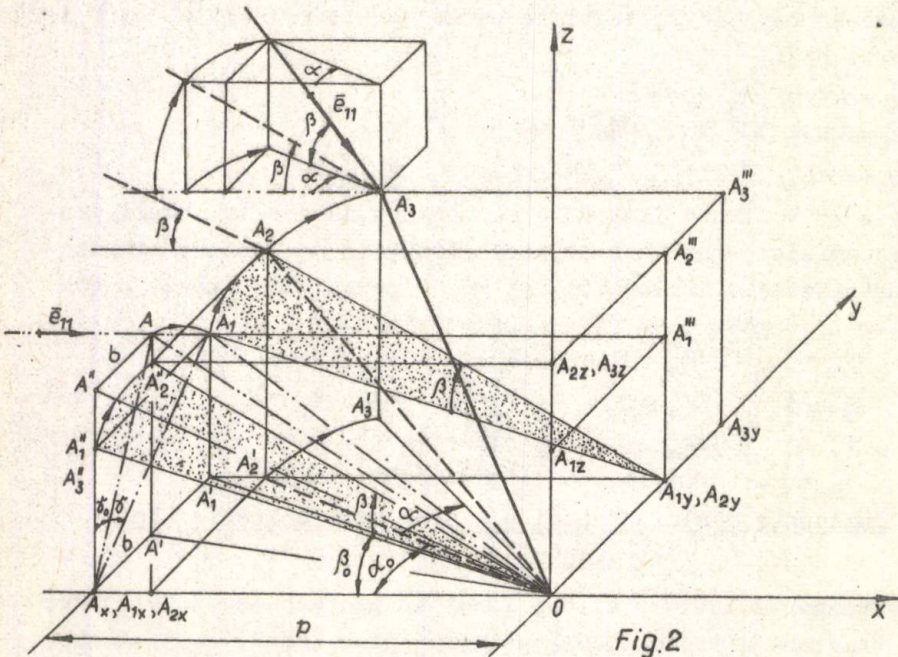
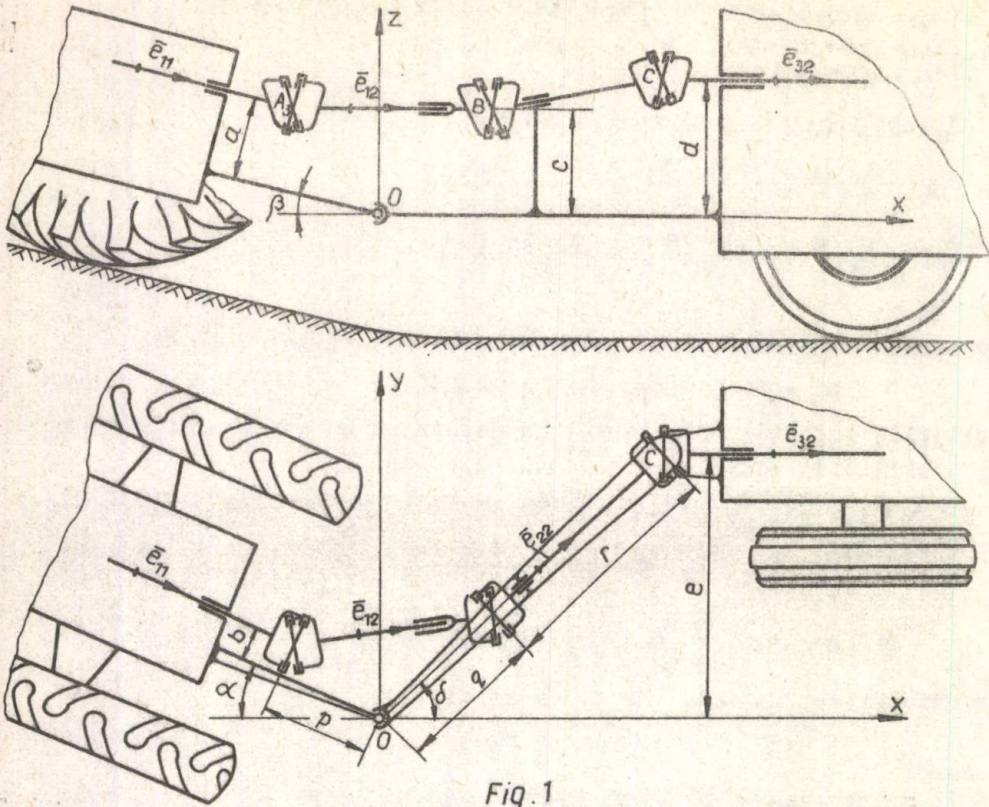
$$\begin{aligned} \varphi_{12} &= \arccos(\lambda_1^{k_1} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{11}^0); \\ \varphi_{22} &= \arccos[\lambda_2^{k_2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi_{21}^0 + \varphi_{21}^0)] - \arccos(\lambda_2^{k_2} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{21}^0); \\ \varphi_{32} &= \arccos[\lambda_3^{k_3} \cdot \operatorname{tg}(\varphi_{31}^0 + \varphi_{31}^0)] - \arccos(\lambda_3^{k_3} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{31}^0). \end{aligned} \quad (17)$$

Cele 16 variante distincte de montare, la aceeași configurație a transmisiei, sînt date de posibilitățile de montare sinfază-tă sau ortofază-tă a articulațiilor și de posibilitățile de a com-bina valorile unghiurilor de defazare inițială:

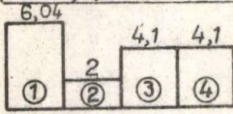
$$\begin{array}{ll} \textcircled{A} \quad \varphi_{21}^0 \neq 0; \quad \varphi_{31}^0 \neq 0 & \textcircled{1} \quad k_1=1, k_2=1, k_3=1 \\ \textcircled{B} \quad \varphi_{21}^0 = 0; \quad \varphi_{31}^0 \neq 0 & \textcircled{2} \quad k_1=1, k_2=1, k_3=-1 \\ \textcircled{C} \quad \varphi_{21}^0 \neq 0; \quad \varphi_{31}^0 = 0 & \textcircled{3} \quad k_1=1, k_2=-1, k_3=1 \\ \textcircled{D} \quad \varphi_{21}^0 = 0; \quad \varphi_{31}^0 = 0 & \textcircled{4} \quad k_2=1, k_3=-1, k_3=-1 \end{array} \quad (18)$$

4. Influența mărimilor p și q asupra heterocinetismului transmisiei

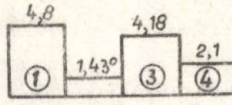
Determinarea influenței s-a făcut în ipoteza deplasării agre-gatului tractor-mașină agricolă pe teren plan ($\beta=0, \gamma=0$) și la



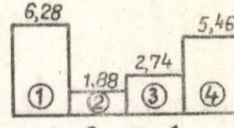
a) $b=0, c=1, d=1, e=4, r=7$
 $\alpha=0, \beta=0, \gamma=0$



$p=1, q=1$
 $\Rightarrow \alpha_1=15^\circ, \alpha_2=15^\circ, \alpha_3=30^\circ$



$p=1, q=2$



$p=2, q=1$

b) $b=0, c=1.25, d=1, e=4, r=7$
 $\alpha=0, \beta=0, \gamma=0$

$\alpha_1=16^\circ 36', \alpha_2=17^\circ 37', \alpha_3=30^\circ$

$p=1, q=1$

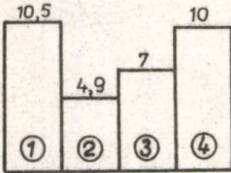
$\alpha_1=18^\circ 20', \alpha_2=11^\circ 7', \alpha_3=26^\circ 28'$

$p=1, q=2$

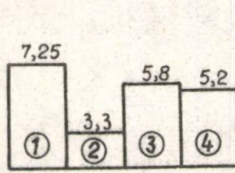
$\alpha_1=26^\circ 24', \alpha_2=14^\circ 46', \alpha_3=30^\circ$

$p=0.26, q=1$

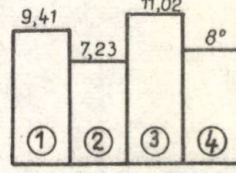
(A) $\varphi_{21}^\circ = -57^\circ 15'; \varphi_{31}^\circ = -30^\circ 36'$



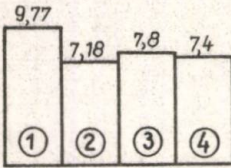
$\varphi_{21}^\circ = -53^\circ 12'; \varphi_{31}^\circ = -20^\circ 20'$



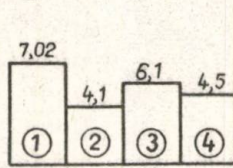
$\varphi_{21}^\circ = -89^\circ 45'; \varphi_{31}^\circ = -30^\circ 35'$



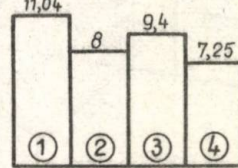
(B) $\varphi_{21}^\circ = 0, \varphi_{31}^\circ = -30^\circ 36'$



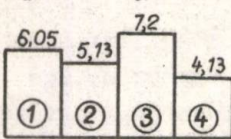
$\varphi_{21}^\circ = 0, \varphi_{31}^\circ = -20^\circ 21'$



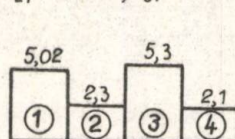
$\varphi_{21}^\circ = 0, \varphi_{31}^\circ = -30^\circ 35'$



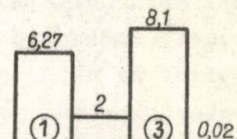
(C) $\varphi_{21}^\circ = -57^\circ 15'; \varphi_{31}^\circ = 0$



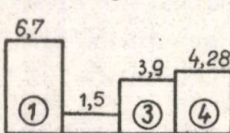
$\varphi_{21}^\circ = -53^\circ 12'; \varphi_{31}^\circ = 0$



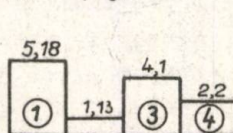
$\varphi_{21}^\circ = -89^\circ 45'; \varphi_{31}^\circ = 0$



(D) $\varphi_{21}^\circ = 0, \varphi_{31}^\circ = 0$



$\varphi_{21}^\circ = 0, \varphi_{31}^\circ = 0$



$\varphi_{21}^\circ = 0, \varphi_{31}^\circ = 0$

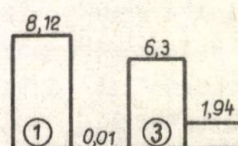


Fig. 4 - Heterocinetismul $\psi_{\max} = |\varphi_{32} - \varphi_{11}|_{\max}$ in grade.

5. Concluzii

a) In general,

- heterocinetismul unei transmisii tricardanice este minim pentru montajele D 2 ($\varphi_{21}^0=0, \varphi_{31}^0=0, k_1=1, k_2=1, k_3=-1$), rezultat care era de așteptat;

- heterocinetismul nu scade sensibil dacă numai unul din unghiurile de defazare inițială (φ_{21}^0 sau φ_{31}^0) se anulează printr-un montaj corespunzător.

b) Transmisia tricardanică plană (vezi fig.4,a),

- deși are defazările inițiale φ_{21}^0 și φ_{31}^0 nule, are totuși un heterocinetism (relativ mic) chiar și la montajul D2;

- nu poate fi homocinetică, nici în cazul montajului D2 deoarece nu se pot realiza simultan condițiile:

$$\begin{cases} \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 = \cos \alpha_3 ; \\ \alpha_1 + \alpha_2 = \alpha_3 , \end{cases} \quad (19)$$

numai dacă $\alpha_1=0$ sau $\alpha_2=0$ ceea ce impune $q=0$ respectiv $p=0$ (pt. $|\alpha_1|, |\alpha_2| = 0^\circ \dots 90^\circ$), transmisia devenind practic bicardanică.

c) Pentru transmisia tricardanică spațială,

- se pot găsi perechi de valori p și q astfel încât transmisia să aibă un heterocinetism relativ mic, practic acceptabil în cazul montajului D2;

- nu se mai impune și condiția $\alpha_1 + \alpha_2 = \alpha_3$, ceea ce duce la concluzia că se pot găsi perechi de valori p și q pentru care transmisia să fie practic homocinetică. Prin analiza mai multor perechi de valori p și q s-a găsit soluția: $p=0,26$; $q=1$; în cazul transmisiei cu: $b=0, c=1,25, d=1, e=4, r=7$, la montajul D2 ($\varphi_{21}^0=0, \varphi_{31}^0=0, k_1=1, k_2=1, k_3=-1$) pentru care $\psi_{\max} = |\varphi_{32} - \varphi_{11}|_{\max} = 0,01^\circ$ - variantă practic homocinetică.

Același heterocinetism se obține și pentru cazul $q=0,26$ și $p=1$.

Bibliografie

- [1] DUDITA, FL. Transmisii cardanice. Editura tehnică. București 1966.
- [2] SOUCA, N. Sinteza transmisiilor bicardanice utilizate între tractor și mașina agricolă. Buletinul CONAT, Universitatea din Brașov, 1977.
- [3] HESSTON Corporation, Hesston, Kansas 67062 U.S.A. (prospect).
- [4] INTERNATIONAL HARVESTER Company m.b.H. Neuss/Rhein R.F.G. (prospect).
- [5] Karl MENGELE & Söhne. 887 Günzburg/Donau. RFG, (prospect).
- [6] Maskinfabriken TAARUP. Ke teminde, DANEMARK. (prospect).

N. SOUCA.

SINTEZA CINEMATICA A MECANISMELOR TRICARDANICE UTILI-
ZATE INTRE TRACTOR SI MASINA AGRICOLA

Rezumat

In lucrare se stabilesc modelul și relațiile de calcul a legii de transmitere a transmisiilor tricardanice utilizate între tractor și mașina agricolă, precum și posibilitățile de realizare a unor transmisii homocinetice atunci când variază o parte din parametrii lanțului suport.

KINEMATISCHE SYNTHES DER ZWISCHEN SCHLEPPER UND LAND-
MASCHINE EINGESETZTEN DREIKARDANGETRIEBE

Zusammenfassung

Im Beitrag werden das Berechnungsmodell und die Berechnungsbeziehungen für das Übertragungsgesetz der Dreikardangetriebe, die zwischen Schlepper und Landmaschine eingesetzt werden, sowie die Möglichkeiten der Erhaltung von homokinetischen Getrieben, wenn ein Teil der Parameter der kinematischen Trägerkette variiert werden, bestimmt.

STUDIUL CAMEI "POLYDYNE" CU AJUTORUL CALCULATORULUI NUMERIC

Dr.ing.Gh.Radu,şef lucr.la Universitatea din Braşov
Ing. Z. Zakarias,I.P.A.T. Miercurea -Ciuc.

1.Consideraţii asupra camelor fără soc

În sens mai larg se numesc came fără soc acelea, la care acceleraţia tachetului variază după o curbă continuă.Principala -
lul avantaj al camelor fără soc constă în evitarea "şocului moa-
le", a variaţiei prin salt a forţelor de inerţie de gradul I.

Dintre dezavantaje trebuie amintite:tehnologia de execu-
ţie complicată şi volumul mare de calcule.

Diferitele legi de ridicare din această categorie se deo-
besc între ele prin forma curbei de acceleraţie, respectiv formu-
la matematică ce descrie această curbă.Dintre cele mai utilizate
trebuie amintite:cama fără soc propriu-zisă(fig.1),cama sinusoi-
dală(fig.2), cama parabolică(fig.3).

Aceste legi de ridicare determină profilul camei astfel,
încît curba de variaţie a acceleraţiei tachetului să fie conti-
nuă şi de formă dată, neluînd în considerare deformarea şi res-
pectiv,oscilaţiile sistemului de comandă.Aceste oscilaţii,la
turaţii ridicate, pot fi destul de mari ca să înrăutăţească în
mod considerabil comportarea sistemului.Acest dezavantaj este e-
liminat la camele "polydyne".

2.Cama "polydyne"

Cama "polydyne" are un profil, care asigură supapei miş-
carea dată, dinainte stabilită.Condiţia necesară pentru aplica-
rea acestei metode este cunoaşterea legăturii dintre mişcarea ta-
chetului şi cea a supapei,legătură dată de ecuaţia de mişcare a
sistemului .Pentru simplificarea problemei trebuie să se conside-
re că frecarea supapei este nulă.În acest caz, forţele care ac-
ţionează asupra supapei sînt următoarele(fig.4):

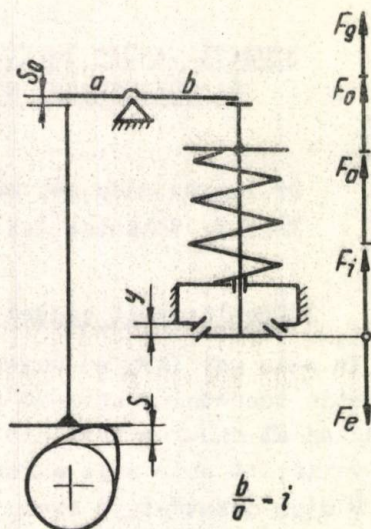
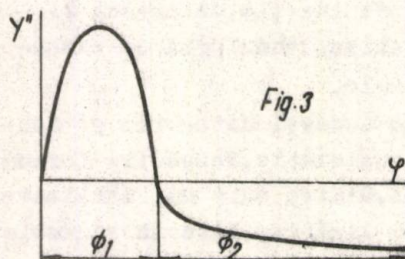
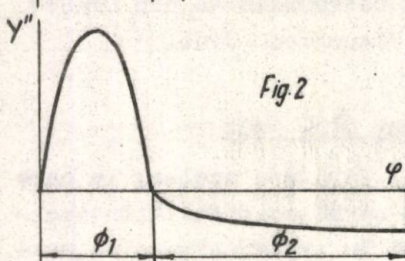
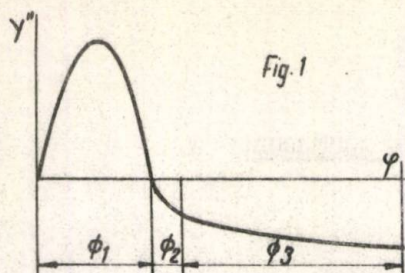


Fig. 4

-forța de inerție

-forța elastică a sistemului

-forța elastică a arcului

-forța inițială a arcului

-forța gazelor

$$F_i = M \cdot \ddot{y} ;$$

$$F_e = C [i(s-s_0) - y] ;$$

$$F_a = \kappa y ;$$

$$F_0 ;$$

$$F_g ;$$

Anulînd suma algebrică a tuturor forțelor ,rezultă:

$$M\ddot{y} + (C+\kappa)y = iC(s-s_0) - F_0 - F_g .$$

De aici rezultă expresia matematică a condiției formulate mai sus: legea spațiului tacherului $[S(\varphi)]$ în funcție de legea de mișcare determinată a supapei $[Y(\varphi)]$:

$$S = \frac{1}{i} \left[\frac{M}{C} \ddot{y} + \left(1 + \frac{\kappa}{C}\right) y + \frac{F_0 + F_g}{C} \right] + s_0 .$$

Legea de mișcare a supapei se adoptă astfel, ca pentru mărimea dată a suprafeței de sub curbă de ridicare (cronosecțiunea), accelerația medie pătratică a supapei să fie minimă. O lege care se apropie de legea optimă din acest punct de vedere, și satisface și alte condiții ce se impun ,are forma:

$$Y(\varphi) = H_K \left[1 + C_2 \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^2 + C_K \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^K + C_p \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^p + C_q \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^q + C_r \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^r \right],$$

unde:

k, p, q, r - numere pare succesive ;

C_2, C_K, C_p, C_r - coeficienți ;

ϕ - unghiul de lucru , la valori de la $-\phi$ la 0 ;

H_K -ridicarea maximă a supapei ;

φ -unghiul curent.

Valorile coeficienților se determină din condițiile inițiale. La $\varphi = -\phi$,deplasarea ,viteza și accelerația supapei se anulează:

$$Y(-\phi) = \dot{Y}(-\phi) = \ddot{Y}(-\phi) = 0.$$

Coeficienții se calculează după formulele:

$$C_2 = \frac{-k.p.q.r + \frac{C}{M\omega_0^2} \cdot \frac{\phi^3}{H_K} \left\{ (k+p+q+r-6) \left[X'(-\phi) - \frac{F'_q(-\phi)}{C} \right] + \phi \left[X''(-\phi) - \frac{F''_q(-\phi)}{C} \right] \right\}}{(k-2)(p-2)(q-2)(r-2)};$$

$$C_K = \frac{2p.q.r - \frac{C}{M\omega_0^2} \cdot \frac{\phi^3}{H_K} \left\{ (p+q+r-4) \left[X'(-\phi) - \frac{F'_q(-\phi)}{C} \right] + \phi \left[X''(-\phi) - \frac{F''_q(-\phi)}{C} \right] \right\}}{(k-2)(p-2)(q-2)(r-2)};$$

$$C_p = \frac{-2k.q.r + \frac{C}{M\omega_0^2} \cdot \frac{\phi^3}{H_K} \left\{ (k+q+r-4) \left[X'(-\phi) - \frac{F'_q(-\phi)}{C} \right] + \phi \left[X''(-\phi) - \frac{F''_q(-\phi)}{C} \right] \right\}}{(p-2)(p-k)(q-p)(r-p)};$$

$$C_q = \frac{2k.p.r - \frac{C}{M\omega_0^2} \cdot \frac{\phi^3}{H_K} \left\{ (k+p+r-4) \left[X'(-\phi) - \frac{F'_q(-\phi)}{C} \right] + \phi \left[X''(-\phi) - \frac{F''_q(-\phi)}{C} \right] \right\}}{(q-2)(q-k)(q-p)(r-q)};$$

$$C_r = \frac{-2k.p.q + \frac{C}{M\omega_0^2} \cdot \frac{\phi^3}{H_K} \left\{ (k+p+q-4) \left[X'(-\phi) - \frac{F'_q(-\phi)}{C} \right] + \phi \left[X''(-\phi) - \frac{F''_q(-\phi)}{C} \right] \right\}}{(r-2)(r-k)(r-q)(r-p)}.$$

Se pot adopta exponenții k, p, q, r ,astfel, ca ei să nu fie numere pare succesive ci să formeze o progresie aritmetică cu rația $(k-2)$ și se poate impune ca la începutul mișcării să se anuleze derivatele de ordinul 3 și 4:

$$\dddot{Y}(-\phi) = \ddot{\ddot{Y}}(-\phi) = 0.$$

Determinarea profilului camii va avea următoarele etape principale:

-determinarea masei reduse M a sistemului, determinarea rigidităților C și c (sistemul rigid, respectiv arcul), a forței inițiale a arcului, a forței gazelor și determinarea legii de variație a forței gazelor;

-adoptarea înălțimii de ridicare a supapei ,a turației de calcul și a unghiului de lucru respectiv a exponenților k, p, q, r ;

- determinarea coeficienților;
- determinarea deplasării, vitezei și accelerației supapei, respectiv a tachtului cu formulele următoare:

Pentru supapă:

$$Y(\varphi) = H_K \left[1 + C_2 \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^2 + C_K \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^K + C_P \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^P + C_Q \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^Q + C_R \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^R \right] ;$$

$$\dot{Y}(\varphi) = H_K \frac{\omega_b}{\phi} \left[2C_2 \frac{\varphi}{\phi} + K \cdot C_K \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^{K-1} + P \cdot C_P \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^{P-1} + Q \cdot C_Q \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^{Q-1} + R \cdot C_R \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^{R-1} \right] ;$$

$$\ddot{Y}(\varphi) = H_K \frac{\omega_b^2}{\phi^2} \left[2C_2 + K(K-1)C_K \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^{K-2} + P(P-1)C_P \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^{P-2} + Q(Q-1)C_Q \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^{Q-2} + R(R-1)C_R \left(\frac{\varphi}{\phi} \right)^{R-2} \right] .$$

Pentru tachtet:

$$S(\varphi) = \frac{1}{i} \left[\frac{M}{C} \ddot{Y}(\varphi) + \left(1 + \frac{C}{C} \right) \dot{Y}(\varphi) + \frac{F_0 + F_g}{C} \right] + S_0 ;$$

$$\dot{S}(\varphi) = \frac{1}{i} \left[\frac{M}{C} \ddot{Y}(\varphi) + \left(1 + \frac{C}{C} \right) \dot{Y}(\varphi) + \frac{\dot{F}_g}{C} \right] ;$$

$$\ddot{S}(\varphi) = \frac{1}{i} \left[\frac{M}{C} \ddot{Y}(\varphi) + \left(1 + \frac{C}{C} \right) \ddot{Y}(\varphi) + \frac{\ddot{F}_g}{C} \right] .$$

Pentru a aprecia calitățile camei obținute și comportarea sistemului de comandă, trebuie să cunoaștem în prealabil câteva mărimi caracteristice: accelerația maximă pozitivă, accelerația maximă negativă, suprafața de sub curba de ridicare (crosecțiunea) și raza de curbura minimă la vîrf.

Determinarea accelerației maxime pozitive nu este posibilă în mod direct, iar celelalte caracteristici precum și determinarea din punct în punct a deplasării, vitezei și accelerației necesită un volum mare de calcule. Aceste probleme pot fi soluționate cu ajutorul unui calculator numeric.

3. Algoritm de calcul

Programul întocmit pentru calculul camei "polydyne" și care se găsește în magnetoteca Centrului de Calcul al Universității din Brașov sub denumirea CAPOI 3, are la bază următorul algoritm (fig.5).

4. Concluzii

Avantajul folosirii acestui program este evident: în mai puțin de 1 minut utilizatorul are la dispoziție toate datele privind caracteristicile cinematice și dinamice ale profilului camei, precum și curbele deplasării, vitezei, accelerației supapei și tachtului.

Făcînd o sumară analiză a familiei de curbe realizate prin schimbarea unor date de intrare, se pot trage următoarele

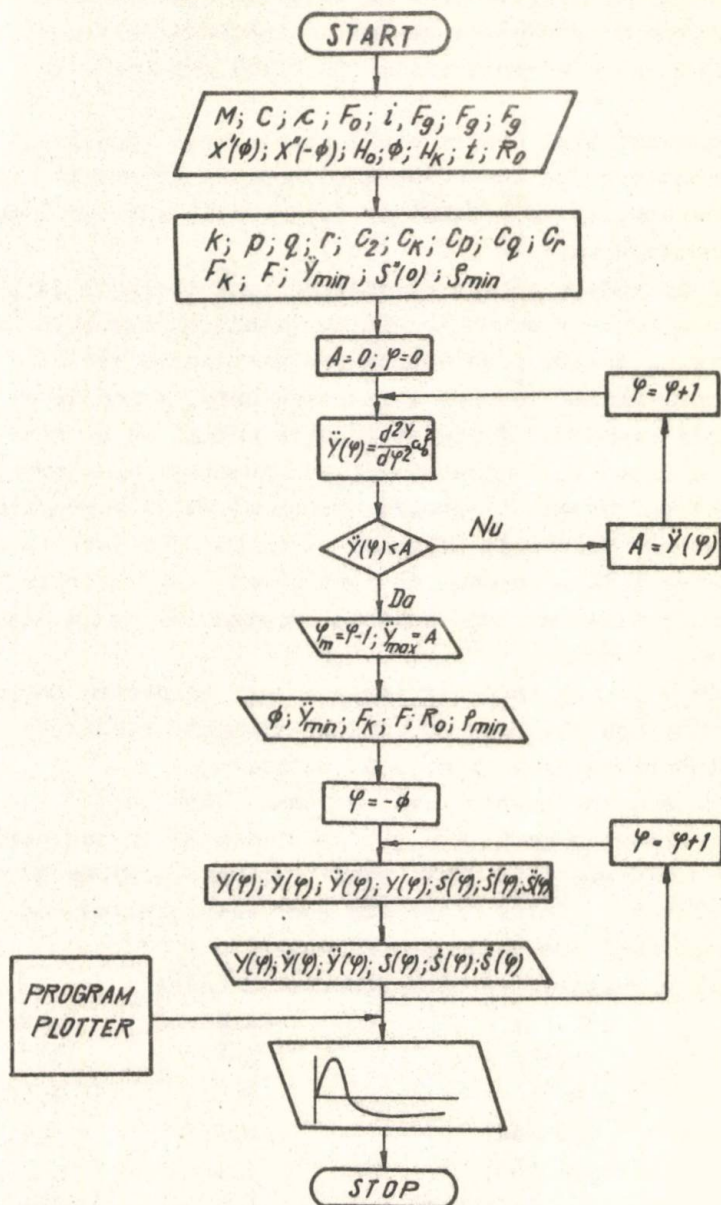


Fig. 5

concluzii:

-Accelerația maximă pozitivă a supapei crește odată cu mărirea rației progresiei aritmetice și scăderea unghiului de lucru;

-Mărind rația progresiei aritmetice obținem în schimb cronosecțiunea și raze de curbura minime(la vîrf) mai mari, ceea ce este de dorit;

-La exponenți mici (rația mică) accelerația tachetului are o curbă asemănătoare cu accelerația supapei. La exponenți mai mari curba accelerației tachetului se deformează, apărînd 2 maxime pe porțiunea pozitivă.

Avînd în vedere aceste considerații, metodologia de proiectare va fi următoarea: se urmărește să se dea exponenților valori cît mai mari, pentru a se obține cronosecțiunea necesară și o rază de curbura minimă la vîrf corespunzătoare, avînd în vedere ca accelerația respectiv forța de inerție maximă să nu depășească valorile admisibile. Pentru aprecierea acestor caracteristici nu trebuie să se ruleze tot programul: prima parte a programului calculează aceste valori, le afișează și va calcula curbele numai dacă utilizatorul dă o comandă de continuare. Dacă valorile nu sînt corespunzătoare, se reia rularea programului de la început, cu alte date de intrare.

Pentru evitarea încercărilor repetate și pentru obținerea valorilor optime ce satisfac condițiile dinainte stabilite, se va impune elaborarea unui program de optimizare.

Scurtă analiză comparativă cu came "fără șoc":

S-a realizat o camă fără șoc propriu-zisă cu aceleași date de intrare. (Aceste date sînt rezultatul unui program de optimizare [1] elaborat pentru came "fără șoc" -deci, putem considera profilul camei fără șoc ca un profil optim).

Valorile comparative sînt trecute în tabel:

		Fără șoc	Polydyne
Unghiul de lucru	[grad]	65°	65°
Ridicarea maximă	[mm]	7,5	7,5
Cronosecțiunea	[mm rad]	6,4,	6,4
Raza minimă de curbură	[mm]	5,1	4,7
Accelerația minimă	[m/s ²]	-605	-934
Accelerația maximă	[m/s ²]	1850	1740
Viteza maximă	[m/s]	1,7	2,7
Diametrul minim al talerului	[mm]	15	23

Avantajul principal al camei "polydyne" constă în faptul,

că se cunoaște precis legea de mișcare a supapei, iar la cama "fără șoc" oscilațiile supapei sînt necontrolate.

Dezavantajul camei "polydyne" : la turații diferite de turația de calcul, amplitudinea oscilațiilor supapei crește peste valorile obținute la cama "fără șoc" .

În concluzie, utilizatorul va elabora variantele optime la amîndouă tipurile de came și va alege pe cel corespunzător condițiilor impuse. Astfel se poate considera că sistemul de distribuție asigură o umplere maximă , ceea ce este o condiție esențială a bunei funcționări a motorului .

Bibliografie

- [1] CIMPIAN, V. ș.a. : Miniturism de consum scăzut și poluare redusă. Contract, Universitatea din Brașov, 1977.
- [2] KORCEMNII, L.V. : Mecanismul de distribuție al motorului. Moscova, Mașinostroenie, 1964 .

RADU, GH., ZAKARIAS, Z.

STUDIUL CAMELOR "POLYDYNE" CU AJUTORUL
CALCULATORULUI NUMERIC

Rezumat

In lucrare se prezintă cîteva din rezultatele obținute de autori privind cama fără șoc "polydyne". Cu ajutorul unui program, scris în Basic, pentru analiza cinematicii mișcării tache - tului și supapei, se dau indicații privind proiectarea camelor "polydyne", făcîndu-se comparații cu cama fără șoc propriu-zisă (Kurz).

ETUDE DES CAMES "POLYDYNE" A L'AIDE DU
CALCULATEUR NUMERIQUE

Résumé

Dans l'ouvrage on présente quelques résultats obtenus par les auteurs en ce qui concerne la came sans choc "polydyne". A l'aide d'un programme de calcul, écrit en Basic, pour l'analyse de la cinématique du mouvement de la came et du poussoir, on donne des indications sur l'élaboration des cames "polydyne", en faisant des comparaisons avec la came sans choc Kurz.

CIRCULAȚIA TEORETICĂ ȘI REALĂ A PUTERII ÎN MECANISMELE DE DIRECȚIE PLANETARE ALE AUTOVEHICULELOR PE ȘENILE

Ing. D.V.Diaconescu, șef de lucrări la Universitatea din Brașov;

Dr.ing.A.Jula, conferențiar la Universitatea din Brașov.

Literatura de specialitate oferă, la ora actuală, metode complete pentru analiza cinematică a mecanismelor planetare, rămânând însă deschisă problema analizei dinamice a acestora. Ținând seama de aceasta, în lucrare se propune o metodă pentru analiza circulației teoretice și reale a puterii în mecanismele planetare; în final se stabilește o organigramă logică pentru analiza completă a mecanismelor planetare, din care se obțin parametrii necesari calculului organologic.

1. Circulația teoretică a puterii

Stabilirea repartiției puterii de intrare pe ramurile unui mecanism planetar complex, în premiza neglijării frecării, presupune determinarea puterii transmise pe fiecare ramură. Ca urmare, devine necesară determinarea puterii care circulă prin elementele fiecărei unități din componența mecanismului planetar complex.

În fig.1 se prezintă o unitate planetară - cu mobilitate

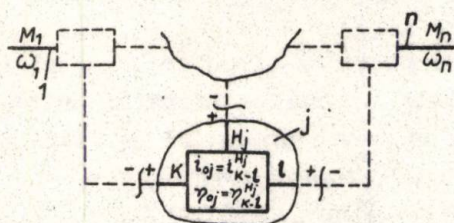


Fig.1

$M = 2$ - din componența unui mecanism planetar complex, în care $N_1 = M_1 \omega_1$ este puterea de intrare^{*)} ($N_1 > 0$) și $i_{1-n} = i(i_{oj})$ - raportul de transmitere cinematic, unde i_{oj} reprezintă rapoartele interioare ale unităților componente.

Prin inversarea mișcării, în raport cu elementul H_j , uni-

^{*)} Puterile pozitive se consideră puteri de intrare, iar cele negative puteri de ieșire.

tatea planetară j devine mecanism cu axe fixe, cu raportul $i_{oj} = i_{k-1}^{Hj}$. Puterea care circulă prin roata k, a mecanismului cu axe fixe, este dată de relația [1]:

$$\frac{M_K \omega_{KHj}}{M_1 \omega_1} = \frac{i_{k-1}^{Hj}}{i_{1-n}} \cdot \frac{\partial i_{1-n}}{\partial i_{k-1}^{Hj}} = \frac{i_{oj}}{i_{1-n}} \cdot \frac{\partial i_{1-n}}{\partial i_{oj}} \quad (1)$$

Scriind relația (1) sub forma

$$M_1 \omega_1 \frac{i_{oj}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{oj}} - M_K \omega_{KHj} = 0 \quad (2)$$

prin înlocuiri adecvate se obțin expresiile coeficienților de repartiție a puterii de intrare (N_K/N_1) pe elementele k, l și H_j ale unității planetare j. Stiind că $\omega_{KHj} = \omega_k - \omega_{Hj}$, $M_K \omega_{KHj} + M_l \omega_{lHj} = 0$, $\omega_{lHj} = \omega_l - \omega_{Hj}$ și $M_k = -M_{Hj}/(1-i_{oj})$ [2], prin înlocuiri în (2), rezultă:

$$\frac{N_K}{N_1} = \frac{M_K \omega_K}{M_1 \omega_1} = \frac{1}{1-i_{Hj-K}} \cdot \frac{i_{k-1}^{Hj}}{i_{1-n}} \cdot \frac{\partial i_{1-n}}{\partial i_{k-1}^{Hj}} \quad (3)$$

$$\frac{N_l}{N_1} = \frac{M_l \omega_l}{M_1 \omega_1} = \frac{1}{i_{Hj-l}-1} \cdot \frac{i_{k-1}^{Hj}}{i_{1-n}} \cdot \frac{\partial i_{1-n}}{\partial i_{k-1}^{Hj}} \quad (4)$$

$$\frac{N_{Hj}}{N_1} = \frac{M_{Hj} \omega_{Hj}}{M_1 \omega_1} = \frac{1-i_{k-1}^{Hj}}{1-i_{K-Hj}} \cdot \frac{i_{k-1}^{Hj}}{i_{1-n}} \cdot \frac{\partial i_{1-n}}{\partial i_{k-1}^{Hj}} \quad (5)$$

2. Circulația reală a puterii

În circulația reală, puterea pe oricare ramură este descrisă prin viteza unghiulară din circulația teoretică și printr-un cu - plu care datorită frecării este mai mic decât în cazul circulației teoretice. Ca urmare, problema circulației reale se reduce la stabilirea cuplurilor reale ale fiecărui element; acestea se obțin prin rezolvarea sistemului format din ecuațiile echilibrului dinamic real. Aceste ecuații cuprind:

- ecuațiile de echilibru ale cuplurilor și puterilor pentru mecanismele cu axe fixe obținute prin inversarea mișcării unită - ților planetare componente; pentru unitatea planetară j (v. fig. 1)

se obține:
$$\begin{cases} M_K + M_l + M_{Hj} = 0; \\ M_K \omega_{KHj} \gamma_{oj}^{x_j} + M_l \omega_{lHj} = 0, \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} M_K + M_l + M_{Hj} = 0; \\ M_K \bar{i}_{oj} + M_l = 0, \end{cases} \quad (6)$$

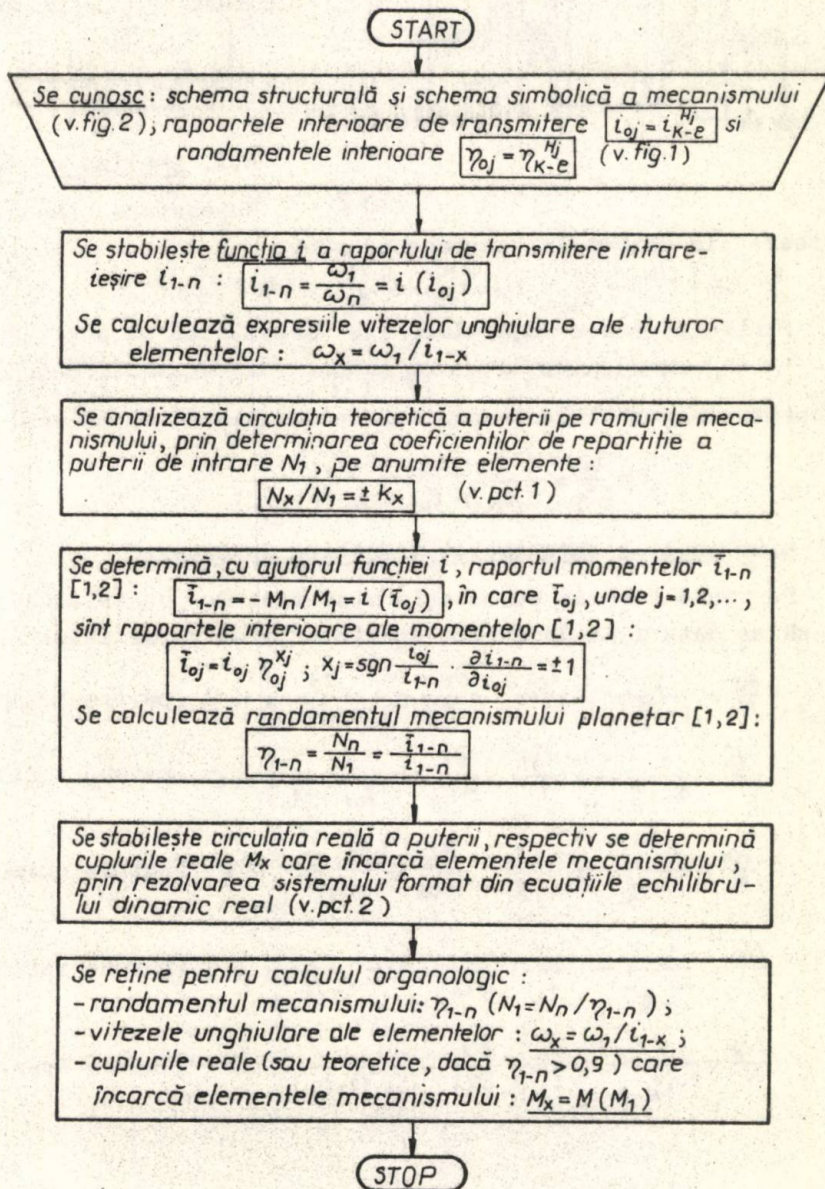
în care $\bar{i}_{oj} = i_{oj} \gamma_{oj}^{x_j}$ [1]; $x_j = \operatorname{sgn} \frac{i_{oj}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{oj}} = \pm 1^{**}$;

^{**}) Dacă $x_j = +1$, k este element conducător în mecanismul cu axe fixe j, iar dacă $x_j = -1$, k este element condus.

- ecuațiile de echilibru ale cuplurilor elementelor de legătură dintre unitățile componente; pentru elementul de legătură $3 \equiv 3' \equiv H$ (v.fig.2), rezultă:

$$-M_H - M_{3'} - M_3 = 0 \quad (7)$$

3. Organigramă logică pentru determinarea parametrilor cinematici și dinamici necesari în calculul organologic al mecanismelor planetare



4. Exemplu de analiză dinamică a unui mecanism de direcție planetar

Pentru exemplificarea metodei, în fig.2, a se consideră mecanismul de direcție planetar al unui autovehicul pe șenile, în cazul virării cu o șenilă blocată; alăturat (fig.2, b) este prezentată schema simbolică a mecanismului.

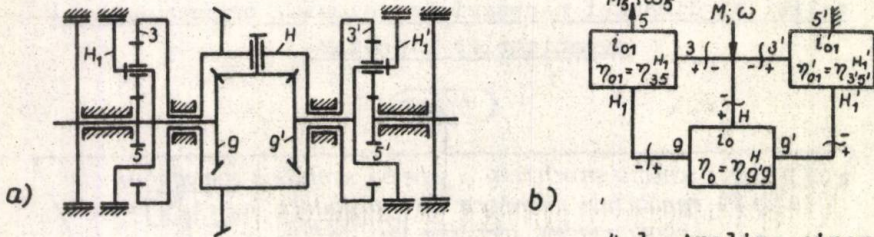


Fig.2

4.1. Analiza cinematică

Rapoartele cinematice anterioare ale unităților componente sînt:

$$i_{01} = i_{35}^H = -\frac{z_5}{z_3}; \quad i_{01}' = i_{3'5'}^H = -\frac{z_5'}{z_3'}; \quad i_0 = i_{g9}^H = -1.$$

Pentru vitezele unghiulare ale elementelor se obțin relațiile:

$$\omega_3 = \omega_{3'} = \omega_H = \omega; \quad \omega_{H_1} = \omega_{g'} = \frac{\omega}{1 - i_{01}'}; \quad \omega_{H_1} = \omega_g = \frac{1 - (1 - i_0)(1 - i_{01}')}{i_0(1 - i_{01}')} \omega,$$

iar pentru raportul de transmitere cinematic al mecanismului:

$$i = \frac{\omega}{\omega_5} = \frac{i_0 i_{01} (1 - i_{01}')}{i_0 i_{01} (1 - i_{01}') - i_{01}' (1 - i_0)}.$$

4.2. Analiza circulației teoretice de putere

Pentru a descrie circulația teoretică de putere, este suficient să se determine următorii coeficienți de repartiție:

$$\frac{N_3}{N} = \frac{1}{1 - i_{H_1-3}^{5'}} \cdot \frac{i_{01}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{01}} = -\frac{i_0}{i_{01}(1 - i_0)} < 0 \quad (\text{putere ieșire});$$

$$\frac{N_3'}{N} = \frac{1}{1 - i_{H_1-3'}^{5'}} \cdot \frac{i_{01}'}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{01}'} = \frac{1}{i_{01}'(1 - i_0)} < 0 \quad (\text{putere ieșire});$$

$$\frac{N_H}{N} = \frac{1 - i_0}{1 - i_{g-H}^{5'}} \cdot \frac{i_0}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_0} = \frac{1 - i_{01}}{-i_{01}} > 0 \quad (\text{putere intrare});$$

$$\frac{N_g}{N} = \frac{1}{i_{H-g}^{5'} - 1} \cdot \frac{i_0}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_0} = -1 - \frac{i_0}{i_{01}(1 - i_0)} < 0 \quad (\text{putere ieșire});$$

$$\frac{N_{g'}}{N} = \frac{1}{1 - i_{H-g'}^{5'}} \cdot \frac{i_0}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_0} = \frac{1}{i_{01}(1 - i_0)} < 0 \quad (\text{putere ieșire}).$$

Atribuind rapoartelor interioare valoarea $i_{01}=i'_{01}=-2$, se obține circulația de putere reprezentată în fig.3.

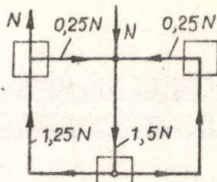


Fig.3

4.3. Randamentul mecanismului

Conform organigramei logice, se obține:

$$\eta = \frac{\bar{i}}{i} = \frac{\bar{i}_0 \bar{i}_{01} (1 - \bar{i}'_{01})}{\bar{i}_0 \bar{i}'_{01} (1 - \bar{i}_{01}) - \bar{i}'_{01} (1 - \bar{i}_{01})} \cdot \frac{1 - \bar{i}_0}{-\bar{i}_0}, \text{ unde}$$

$$\bar{i}_0 = i_0 \eta_0^x = i_0 \eta_0; x = \operatorname{sgn} \frac{i_0}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_0} = \operatorname{sgn} \frac{1}{1 - i_0} = +1;$$

$$\bar{i}_{01} = i_{01} \eta_{01}^{x_1} = i_{01} \eta_{01}; x_1 = \operatorname{sgn} \frac{i_{01}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{01}} = \operatorname{sgn} \frac{1}{(1 - i_0)(1 - i_{01})} = +1;$$

$$\bar{i}'_{01} = i'_{01} \eta_{01}^{x'_1} = \frac{i'_{01}}{\eta_{01}} = \frac{i_{01}}{\eta_{01}}; x'_1 = \operatorname{sgn} \frac{i'_{01}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i'_{01}} = \frac{-1}{(1 - i_0)(1 - i_{01})} = -1.$$

Considerînd $\eta_0 = 0,92$, $\eta_{01} = \eta'_{01} = 0,9$, rezultă $\eta = 0,758$.

4.4. Analiza circulației reale de putere

Conform punctului 2, echilibrul dinamic real poate fi descris prin sistemul de ecuații (v.fig.2):

$$\left\{ \begin{array}{l} M - M_3 - M_3' - M_H = 0; \\ M_3' + M_5' - M_{H1} = 0; \\ M_3' \bar{i}'_{01} + M_5' = 0; \\ M_{H1} + M_H + M_{H1} = 0; \Rightarrow \\ M_{H1} \bar{i}_0 + M_{H1} = 0; \\ M_3 + M_5 - M_{H1} = 0; \\ M_3 \bar{i}_{01} + M_5 = 0. \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} M_{H1} = -M_5 \frac{1 - \bar{i}_{01}}{\bar{i}_{01}}; \\ M_3 = -\frac{M_5}{\bar{i}_{01}}; \\ M_H = -M_5 \frac{(1 - \bar{i}_0)(1 - \bar{i}_{01})}{\bar{i}_{01} \bar{i}_0}; \\ M_{H1} = M_5 \frac{1 - \bar{i}_{01}}{\bar{i}_{01} \bar{i}_0}; \\ M_5' = -M_5 \frac{(1 - \bar{i}_{01}) \bar{i}'_{01}}{\bar{i}_{01} \bar{i}_0 (1 - \bar{i}'_{01})}; \\ M_3' = M_5 \frac{1 - \bar{i}_{01}}{\bar{i}_{01} \bar{i}_0 (1 - \bar{i}'_{01})}; \\ M = -\frac{M_5}{\bar{i}}. \end{array} \right.$$

Pe baza vitezelor unghiulare de la punctul 4.1, a coeficienților de repartiție de la punctul 4.2 și a momentelor de la punctul 4.4, se poate trece la calculul organologic.

Bibliografie

- [1] ALEXANDRU, P.Ș.a. Mecanisme de direcție a autovehiculelor, București, Editura tehnică, 1977.
- [2] DUDITA, FL. Mecanisme. Universitatea din Brașov, 1977.

DIACONESCU, D.V., JULA, A.

CIRCULATIA TEORETICA SI PRACTICA A PUTERII IN MECANISMELE
DE DIRECTIE PLANETARE ALE AUTOVEHICULELOR PE SENILE

Rezumat

In lucrare se propune o metodă pentru analiza circulației teoretice și reale a puterii în mecanismele planetare. Pe baza acestora se stabilește o organigramă logică pentru analiza dinamică completă a mecanismelor planetare, cu care se stabilesc parametrii necesari calculului organologic.

THEORETISCHER UND PRAKTISCHER KRAFTUMLAUF IN DEN PLANETAREN
LENKUNGSGETRIEBEN DER RAUPENKRAFTFAHRZEUGE

Zusammenfassung

In der Arbeit wird das Modell einer vollständigen dynamischen Untersuchung der planetaren Lenkungsgetriebe mit zwei Eingängen dargestellt, die in den Übertragungen der Raupenfahrzeuge verwendet werden. Aus dieser Analyse geben schliesslich die für die organologische Kalkulation erforderlichen Parameter hervor.

DINAMICA MECANISMELOR DE DIRECTIE PLANETARE CU DOUA INTRARI

Ing.D.V.Diaconescu, șef de lucrări la Universitatea din Brașov;

Dr.ing.A.Jula, conferențiar la Universitatea din Brașov;

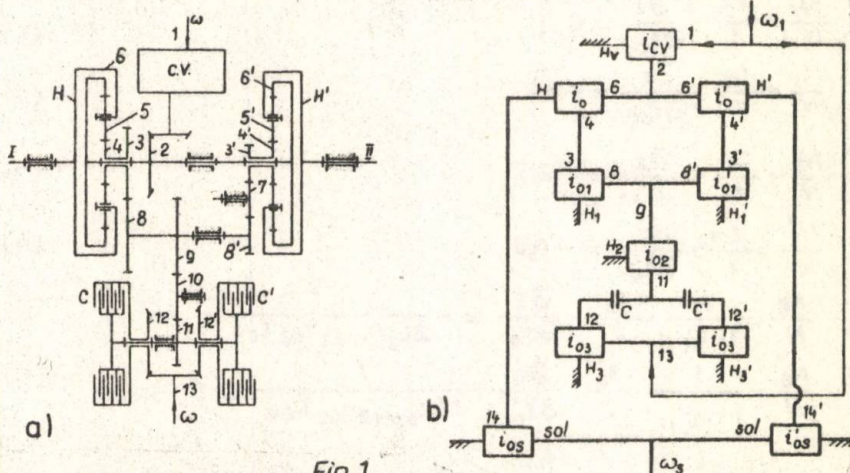
Dr.ing.E.Chișu, șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

Mecanismele de direcție planetare cu două intrări se folosesc la autovehiculele pe șenile cărora li se impun condiții deosebite de manevrabilitate în virare. Cutia de viteze fiind inclusă în sistemul de direcție participă - prin rapoartele sale de transmitere - la realizarea unei game largi de raze de virare și viteze de deplasare în viraj.

În lucrare, pe baza metodei prezentată în [1], se efectuează analiza dinamică completă a unui mecanism de acest tip (fig.1), în scopul stabilirii parametrilor necesari în calculul organologic.

1. Analiza cinematică

Situațiile caracteristice de funcționare ale mecanismului din fig.1 (mers rectiliniu, virare stânga, respectiv dreapta) sînt



prezentate în tabelul 1. Analiza mecanismului se efectuează pentru cazurile de funcționare distincte, rezultatele analizei cinematice fiind prezentate în tabelul 2. Schema simbolică (fig. 1, b) s-a obținut în ipoteza că autovehiculului și solul formează un mecanism complex, în care șasiul este bază și solul element de ieșire (ω_s). Acest model de calcul se obține din cazul real al virării autovehiculului, prin inversarea mișcării.

2. Circulația teoretică de putere

În cazul mersului rectiliniu, puterea de intrare se distribuie uniform pe cele două șenile. În cazul virării stînga ($i_{03} i_{cv} > 0$), circulația de putere se stabilește prin determinarea

Tabelul 1

Situații de funcționare	Starea comenzi- lor *)				Sensul deplasării autovehiculului
	C	C'	i_{cv}	$i_{03} i_{cv}$	
Mers rectiliniu	0	0	$i_{cv} > 0$	0	Mers înainte
	0	0	$i_{cv} < 0$	0	Mers înapoi
Virare stînga	1	0	$i_{cv} > 0$	> 0	Mers înainte
	0	1	$i_{cv} < 0$	> 0	Mers înapoi
Virare dreapta	1	0	$i_{cv} < 0$	< 0	Mers înapoi
	0	1	$i_{cv} > 0$	< 0	Mers înainte

*) 1 - cuplat, 0 - decuplat
Observație. Raza de virare se obține prin alegerea corespunzătoare a treptei de viteze în cutia de viteze C.V.

coeficienților de repartiție [1] pe următoarele elemente:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{i_{cv}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{cv}} = 0 ; \quad (1)$$

$$\frac{N_9}{N} = \frac{i_{02}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{02}} = -1 ; \quad (2)$$

$$\frac{N_3}{N} = \frac{i_{01}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{01}} = -0,5 ; \quad (3)$$

$$\frac{N_3'}{N} = \frac{i_{01}'}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{01}'} = -0,5 ; \quad (4)$$

$$\frac{N_6}{N} = \frac{1}{1 - i_{H-6}} \cdot \frac{i_0}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_0} = - \frac{1}{2 i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv}} < 0 ; \quad (5)$$

$$\frac{N_6'}{N} = \frac{1}{1 - i_{H'-6'}} \cdot \frac{i_0'}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_0'} = \frac{1}{2 i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv}} > 0 ; \quad (6)$$

Tabelul 2

Parametrul cinematic	Mers rectiliniu	Virare stinga
$i_0 = i_{6-4}^H$	-	$-\frac{Z_4}{Z_6}$
$i_0' = i_{6'-4'}^{H'}$	-	$-\frac{Z_4'}{Z_6'}$
$i_{01} = i_{3-8}^{H_1}$	-	$-\frac{Z_8}{Z_3}$
i_{01}'	$i_{8'-3'}^{H_1'} = \frac{Z_3'}{Z_8'}$	$i_{3'-8'}^{H_1'} = \frac{Z_8'}{Z_3'}$
$i_{02} = i_{9-11}^{H_2}$	-	$\frac{Z_{11}}{Z_9}$
$i_{03} = i_{12-13}^{H_3}$	-	$\frac{Z_{13}}{Z_{12}}$
$i_{03}' = i_{12'-13}^{H_3'}$	-	$-\frac{Z_{13}}{Z_{12}}$
i_{05}	-	$\frac{\omega_{14}}{\omega_5} = \frac{R-0,5B}{r} = 0,5 \frac{B}{r} \frac{1-i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv}}{i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv}}$
i_{05}'	-	$\frac{\omega_{14}'}{\omega_5'} = \frac{R+0,5B}{r} = 0,5 \frac{B}{r} \frac{1+i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv}}{i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv}}$
$\omega_1 = \omega_{13}$		ω
$\omega_2 = \omega_6 = \omega_{6'}$		$\frac{\omega}{i_{cv}}$
$\omega_3 = \omega_4$	0	$i_{01} i_{02} i_{03} \omega$
$\omega_{3'} = \omega_{4'}$	0	$i_{01}' i_{02} i_{03} \omega$
$\omega_8 = \omega_{8'} = \omega_9$	0	$i_{02} i_{03} \omega$
$\omega_{11} = \frac{\omega_{12}}{\omega_{12}'}$	-	$i_{03} \omega$
$\omega_{14} = \omega_H$	$\frac{\omega}{i_{cv}(1-i_0)}$	$\frac{(1-i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv}) \omega}{(1-i_0) i_{cv}}$
$\omega_{14}' = \omega_{H'}$	$\frac{\omega}{i_{cv}(1-i_0')}$	$\frac{(1-i_0' i_{01}' i_{02} i_{03} i_{cv}) \omega}{(1-i_0') i_{cv}}$
ω_5	0	$\frac{\omega}{i}$
i	$i_{1H} = i_{cv}(1-i_0)$	$\frac{(i_{05}'-i_{05})(1-i_0')(1-i_0) i_{cv}}{(1-i_0)(1-i_0' i_{01}' i_{02} i_{03} i_{cv}) - (1-i_0')(1-i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv})}$

*) R-raza de virare ; r-raza de divizare a roții stelate a senilei ; B-ecartamentul autovehiculului .

$$\frac{N_{14}}{N} = \frac{i_{05}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{05}} = -\frac{R-0,5B}{B} = -0,5 \frac{1-i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv}}{i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv}} \quad , \quad (7)$$

$$\text{în care } R = 0,5 B \frac{1}{i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv}} \quad ; \quad (8)$$

$$\frac{N_{14}'}{N} = \frac{i_{05}'}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{05}'} = \frac{R+0,5B}{B} = 0,5 \frac{1+i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv}}{i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv}} \quad . \quad (9)$$

În funcție de valorile raportului i_{cv} , în relațiile coefi-

cienților de repartiție pot apare următoarele situații:

- a) $i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv} > 1$,
- b) $i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv} = 1$,
- c) $i_0 i_{01} i_{02} i_{03} i_{cv} < 1$.

În situația a, din relațiile (8), (7) și (9) rezultă $R < 0,5 B$, $\frac{N_{14}}{N} > 0$ și $\frac{N'_{14}}{N} > 0$, deci puterile N_{14} și N'_{14} sînt puteri de intrare în raport cu unitățile i_{0s} și, respectiv, i'_{0s} .

Atribuind valorile $i_0 = -0,4$, $i_{01} = -1$, $i'_{01} = 1$, $i_{02} = 0,5$, $i_{03} = 1$ și $i_{cv} = 6$, se obține circulația de putere reprezentată în fig. 2, a.

În situația b ($i_{cv} = 5$), prin analogie, rezultă $R = 0,5 B$, $\frac{N_{14}}{N} = 0$, $\frac{N'_{14}}{N} = 1$. Pentru aceleași valori ale rapoartelor interioare, se obține circulația de putere reprezentată în fig. 2, b.

În situația c ($i_{cv} = 4$), rezultă $R > 0,5 B$, $\frac{N_{14}}{N} < 0$; $\frac{N'_{14}}{N} > 0$, circulația de putere fiind prezentată în fig. 2, c.

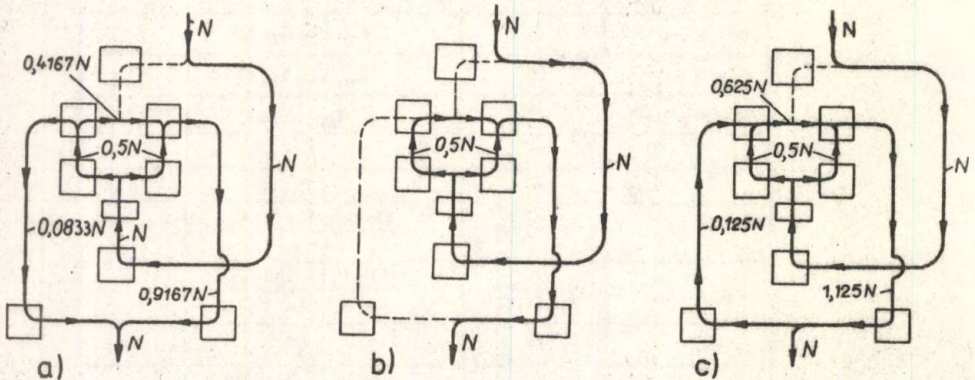


Fig. 2

3. Randament

Randamentul transmisiei, conform [1], are expresia :

$$\eta = \frac{\bar{i}}{i} = \frac{(\bar{i}_{0s} - \bar{i}_{0s})(1 - \bar{i}'_0)(1 - \bar{i}_0) \bar{i}_{cv}}{(\bar{i}'_{0s} - \bar{i}_{0s})(1 - \bar{i}'_0)} \cdot \frac{2 i_0 i_{01} i_{02} i_{03}}{(1 - \bar{i}_0)(1 - \bar{i}'_0 \bar{i}'_{01} \bar{i}'_{02} \bar{i}'_{03} \bar{i}_{cv}) - (1 - \bar{i}'_0)(1 - \bar{i}_0 \bar{i}_{01} \bar{i}_{02} \bar{i}_{03} \bar{i}_{cv})},$$

în care

$$\bar{i}'_{0s} = i'_{0s} (\gamma'_{0s})^{x'_s}; \quad x'_s = \operatorname{sgn} \frac{i'_{0s}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i'_{0s}} = \operatorname{sgn} \frac{R + 0,5B}{B} = +1;$$

$$\bar{i}_{0s} = i_{0s} (\gamma_{0s})^{x_s}; \quad x_s = \operatorname{sgn} \frac{i_{0s}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{0s}} = \operatorname{sgn} - \frac{R - 0,5B}{B} = 1; 0; -1;$$

$$\bar{i}'_0 = i'_0 (\gamma'_0)^{x'_0}; \quad x'_0 = \operatorname{sgn} \frac{i'_0}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i'_0} = +1;$$

$$\bar{i}_0 = i_0(\eta_0)^x ; x = \operatorname{sgn} \frac{i_0}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_0} = 1 ; 0 ; -1 ;$$

$$\bar{i}_{01} = i_{01}(\eta_{01})^{x_1} ; x_1 = \operatorname{sgn} \frac{i_{01}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{01}} = -1 ;$$

$$\bar{i}'_{01} = i'_{01}(\eta'_{01})^{x'_1} ; x'_1 = \operatorname{sgn} \frac{i'_{01}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i'_{01}} = -1 ;$$

$$\bar{i}_{02} = i_{02}(\eta_{02})^{x_2} ; x_2 = \operatorname{sgn} \frac{i_{02}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{02}} = -1 ;$$

$$\bar{i}_{03} = i_{03}(\eta_{03})^{x_3} ; x_3 = \operatorname{sgn} \frac{i_{03}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{03}} = -1 ;$$

$$\bar{i}_{cv} = i_{cv}(\eta_{cv})^{x_{cv}} ; x_{cv} = \operatorname{sgn} \frac{i_{cv}}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_{cv}} = 0 ,$$

exponenții sînt calculați pentru valorile rapoartelor interioare adoptate anterior, corespunzător celor trei situații a, b și c.

Atribuind randamentelor interioare ale unităților componente valorile $\eta_{0s} = \eta_{0s} = 0,96$, $\eta_0 = \eta'_0 = 0,92$; $\eta_{01} = \eta'_{01} = 0,95$, $\eta_{02} = 0,9$, $\eta_{03} = 0,94$, $\eta_{cv} = 0,88$, se obțin, corespunzător celor trei situații,

$$\eta_a = 0,82, \eta_b = 0,787, \eta_c = 0,745.$$

4. Circulația reală a puterii

Echilibrul dinamic real al mecanismului este descris prin sistemul de ecuații [1] :

$$\left\{ \begin{array}{l} M - M_1 - M_{13} = 0 ; \\ M_1 \bar{i}_{cv} + M_2 = 0 ; \\ -M_2 - M_6 - M'_6 = 0 ; \\ M_6 + M_4 + M_H = 0 ; \\ M_6 \bar{i}_0 + M_4 = 0 ; \\ M'_6 + M'_4 + M'_H = 0 ; \\ M'_6 \bar{i}'_0 + M'_4 = 0 ; \\ -M_4 \bar{i}_{01} + M_8 = 0 ; \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} -M'_4 \bar{i}'_{01} + M'_8 = 0 ; \\ M_9 - M_8 - M'_8 = 0 ; \\ -M_9 \bar{i}_{02} + M_{11} = 0 ; \\ -M_{11} \bar{i}_{03} + M_{13} = 0 ; \\ -M_H \bar{i}_{0s} + M_s = 0 ; \\ M'_H \bar{i}'_{0s} + M'_s = 0 ; \\ M_v - M_s - M'_s = 0 ; \\ M \bar{i} + M_v = 0 . \end{array} \right. \quad (10)$$

Prin rezolvarea sistemului (10), considerînd cunoscut momentul rezistent la virare M_v , se obțin:

$$\begin{aligned}
 M_1 &= M_V \frac{\bar{i}_o - \bar{i}_o'}{(\bar{i}_{os}' - \bar{i}_{os})(1 - \bar{i}_o')(1 - \bar{i}_o) \bar{i}_{cv}} ; \\
 M_2 &= -M_V \frac{\bar{i}_o - \bar{i}_o'}{(\bar{i}_{os}' - \bar{i}_{os})(1 - \bar{i}_o')(1 - \bar{i}_o)} ; \\
 M_4 &= - \frac{\bar{i}_o}{(\bar{i}_{os}' - \bar{i}_{os})(1 - \bar{i}_o)} M_V ; \\
 M_4' &= \frac{\bar{i}_o'}{(\bar{i}_{os}' - \bar{i}_{os})(1 - \bar{i}_o')} M_V ; \\
 M_6 &= \frac{1}{(\bar{i}_{os}' - \bar{i}_{os})(1 - \bar{i}_o)} M_V ; \\
 M_6' &= - \frac{M_V}{(\bar{i}_{os}' - \bar{i}_{os})(1 - \bar{i}_o')} ; \\
 M_8 &= - \frac{\bar{i}_o \bar{i}_{o1}}{(\bar{i}_{os}' - \bar{i}_{os})(1 - \bar{i}_o)} M_V ; \\
 M_8' &= \frac{\bar{i}_o' \bar{i}_{o1}}{(\bar{i}_{os}' - \bar{i}_{os})(1 - \bar{i}_o')} M_V ; \\
 M_9 &= M_V \frac{\bar{i}_o' \bar{i}_{o1} (1 - \bar{i}_o) - \bar{i}_o \bar{i}_{o1} (1 - \bar{i}_o')}{(\bar{i}_{os}' - \bar{i}_{os})(1 - \bar{i}_o')(1 - \bar{i}_o)} ; \\
 M_{11} &= M_V \frac{\bar{i}_o' \bar{i}_{o1} \bar{i}_{o2} (1 - \bar{i}_o) - \bar{i}_o \bar{i}_{o1} \bar{i}_{o2} (1 - \bar{i}_o')}{(\bar{i}_{os}' - \bar{i}_{os})(1 - \bar{i}_o')(1 - \bar{i}_o)} ; \\
 M_{13} &= M_V \frac{\bar{i}_o' \bar{i}_{o1} \bar{i}_{o2} \bar{i}_{o3} (1 - \bar{i}_o) - \bar{i}_o \bar{i}_{o1} \bar{i}_{o2} \bar{i}_{o3} (1 - \bar{i}_o')}{(\bar{i}_{os}' - \bar{i}_{os})(1 - \bar{i}_o')(1 - \bar{i}_o)} ; \\
 M_H &= - \frac{M_V}{\bar{i}_{os}' - \bar{i}_{os}} = -M_H' ; \quad M = - \frac{M_V}{\bar{i}} .
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

Considerînd valorile atribuite anterior rapoartelor și randamentelor interioare, se calculează valorile momentelor reale (11), pe baza cărora - ținînd seama de circulația teoretică (v.fig.2) - s-a reprezentat circulația reală de putere.

Pentru circulația reală de putere, s-au considerat separat componentele puterii (moment și viteză unghiulară), acestea fiind necesare direct în calculul organologic (fig.3).

Pe baza momentelor și vitezelor unghiulare stabilite, se poate efectua calculul organologic al angrenajelor și arborilor. Calculul lagărelor se efectuează cu ajutorul reacțiunilor din cuple - determinate pe baza momentelor din (11) și a vitezelor unghiulare relative.

Tabelul 3

Cazul	Elem.	1	13	11	9	8	8'	4	4'	6	2	6'	H	H'	S
a ($R < 0,5B$)	M_{xt}/M	0	1	1	-2	1	1	-1	+1	-2,5	0	2,5	3,5	-3,5	-10,5
	M_{xr}/M	~ 0	~ 1	0,94	-1,69	0,85	0,85	-0,8	0,8	-2,18	~ 0	2,18	2,99	-2,99	-8,6
	ω_x/ω	1	1	1	0,5	0,5	0,5	-0,5	0,5	0,1(6)	0,1(6)	0,16	-0,02	0,26	0,095
b ($R = 0,5B$)	M_{xt}/M	0	1	1	-2	1	1	-1	+1	-2,5	0	2,5	3,5	-3,5	-10,5
	M_{xr}/M	0,011	0,99	0,93	-1,67	0,86	0,81	-0,82	0,77	-2,05	-0,05	2,1	2,87	-2,87	-8,27
	ω_x/ω	1	1	1	0,5	0,5	0,5	-0,5	0,5	0,2	0,2	0,2	0	0,28	0,095
c ($R > 0,5B$)	M_{xt}/M	0	1	1	-2	1	1	-1	+1	-2,5	0	2,5	3,5	-3,5	-10,5
	M_{xr}/M	0,024	0,98	0,92	-1,65	0,87	0,77	-0,83	0,74	-1,91	-0,09	2,00	2,75	-2,75	-7,82
	ω_x/ω	1	1	1	0,5	0,5	0,5	-0,5	0,5	0,25	0,25	0,25	0,03	0,32	0,095

M_{xt} , M_{xr} - cuplul teoretic, respectiv, real al elementului X ;
 ω_x - viteza unghiulară a elementului x.

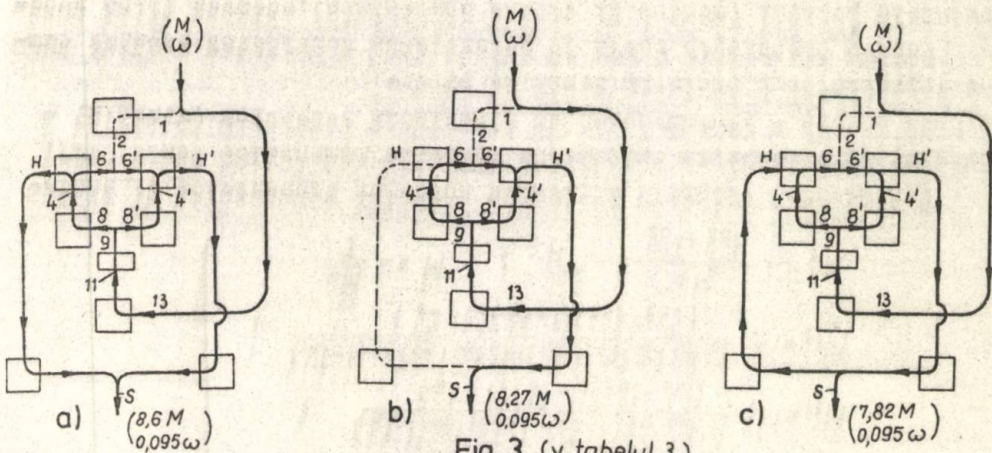


Fig. 3 (v. tabelul 3)

Bibliografie

- [1] DIACONESCU, D.V. Circulația teoretică și reală a puterii în mecanismele de direcție planetare ale autovehiculelor pe șenile. Buletinul Universității din Brașov, seria A-Mecanică aplicată și construcții de mașini, vol. XX, 1978.

DIACONESCU, D.V., JULA, A., CHISU, E.

DINAMICA MECANISMELOR DE DIRECTIE PLANETARE CU DOUA
INTRARI

Rezumat

In lucrare se prezintă un model de analiză dinamică completă a mecanismelor de direcție planetare cu două intrări utilizate în transmisiile autovehiculelor pe șenile. Din această analiză rezultă, în final, parametrii necesari calculului organologic.

DYNAMIK DER PLANETAREN LENKUNGSGETRIEBE MIT ZWEI EINGÄNGEN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine Methode zur Untersuchung des Theoretischen und realen Kraftumlaufs in den Planetargetrieben vorgeschlagen. Auf deren Grundlage wird ein logisches Organigramm zur vollständigen dynamischen Untersuchung der Planetargetriebe festgesetzt, womit die für die organologische Kalkulation erforderlichen Parameter bestimmt werden.

MODEL PENTRU ANALIZA NECONCORDANTEI CINEMATICE DIN SISTEMUL
DE RULARE AL AUTOTRENULUI CU SEMIREMORCA MOTOARE LA DEPLA -
SAREA IN PANTA

Ing.GH.APETREI - șef de lucrări la Universitatea din Brașov,
Dr.ing.D.VELICU- șef de lucrări la Universitatea din Brașov,
Dr.ing.S.BOBANCU- șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

La deplasarea unui autotren pe un drum denivelat, în pantă sau în viraj, punțile motoare parcurg spații diferite și în sistemul de rulare al autotrenului va apare o neconcordanță cinematică (vitezele periferice ale roților punților motoare devin inegale) [3]. În asemenea situații, dacă legătura cinematică între punțile motoare are un singur grad de mobilitate, neconcordanța cinematică a acestora nu poate fi compensată decât prin patinarea sau alunecarea roților, care conduce la apariția fenomenului de circulație a unei puteri parazite, însoțit de o serie de consecințe negative.

Problema neconcordanței cinematice este insuficient studiată, până în prezent, atât în cazul autovehiculelor cu două punți motoare, cât și în cazul autotrenurilor cu semiremorcă motoare. Prezenta lucrare are ca scop stabilirea unui model cinematic pentru studierea neconcordanței cinematice care apare la urcarea în pantă a autotrenului, cât și determinarea unor metode de calcul pentru parametrii ce o caracterizează.

La stabilirea modelului cinematic s-a considerat că toate punțile autotrenului sînt motoare, roțile motoare au aceeași rază dinamică, iar terenul pe care se deplasează autotrenul este fără denivelări.

Pentru analiza neconcordanței cinematice din sistemul de rulare al autotrenului, la deplasarea în pantă, s-a propus un model cinematic, ținînd cont de următoarele considerente:

1. Autotrenul (fig.1,a), s-a echivalat cu un mecanism compus din două grupe cinematice de clasa II-a aspectul 2, în care tractorul este considerat elementul 2, iar semiremorca-elementul 4 (fig.1,b,c,d);

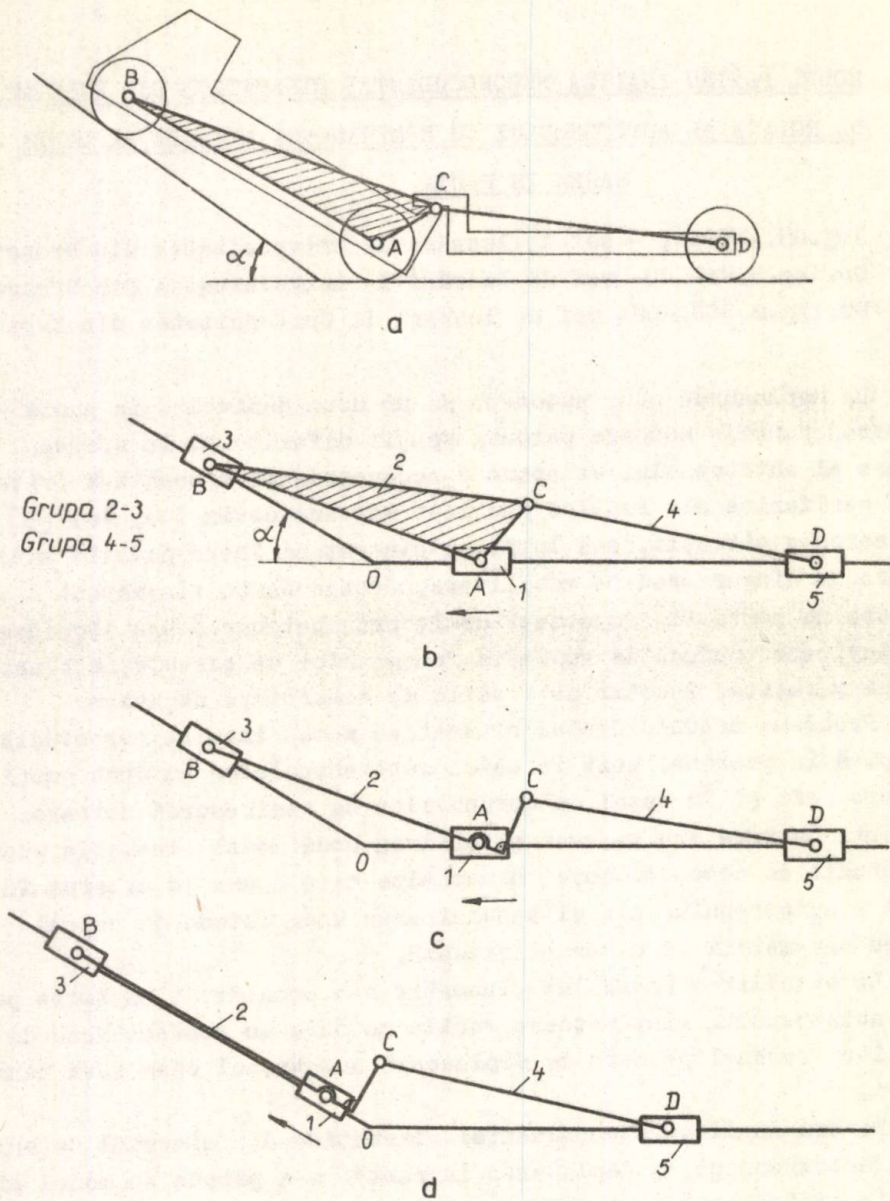


Fig.1

2. Elementele 1,3 și 5 - cu mișcare de translație - sînt elemente fictive care au însă viteze egale cu vitezele lineare ale punților motoare ale autotractorului și respectiv a semiremorcii;

3. Pentru caracterizarea neconcordanței cinematice a punților motoare se folosesc coeficienții:

$$K_1 = \frac{v_B}{v_A} ; \quad K_2 = \frac{v_D}{v_A} , \quad (1)$$

în care: v_B este viteza teoretică a punții motoare față;

v_A - viteza teoretică a punții motoare spate;

v_D - viteza teoretică a punții semiremorci motoare.

Elementul 1 (fig.1,b) fiind considerat element conducător, în relațiile (1) variabilă independentă este "s" (fig.2), astfel că

$$v_A = \frac{ds}{dt} ;$$

4. În procesul de urcare a autotrenului se disting două faze [4]. Prima fază corespunde deplasării autotrenului din momentul atingerii suprafeței înclinate de către roțile punții din față pînă în momentul în care roțile punții din spate a autotractorului ajung la baza pantei (fig.1,c;fig.2;fig.3). În timpul acestei faze, pe suprafața înclinată se vor situa numai roțile punții din față, iar puntea din spate a autotractorului și semiremorca se vor deplasa pe suprafața orizontală.

A doua fază a urcării începe în momentul în care roțile punții din spate a autotractorului ajung în contact cu suprafața înclinată și se termină în momentul atingerii suprafeței înclinate de către roțile semiremorci (fig.1,d;fig.4).

În fig.3, aplicîndu-se teorema proiecțiilor se deduce sistemul:

$$\left. \begin{aligned} v &= v_A \cos \alpha ; \\ v &= v_B \cos(\alpha - \alpha) , \end{aligned} \right\} \Rightarrow K_1 = \frac{v_B}{v_A} = \frac{\cos \alpha}{\cos(\alpha - \alpha)} . \quad (2)$$

Din ΔABO trebuie explicitat $\alpha = \alpha(L, \alpha, s)$, pentru care este utilizat sistemul:

$$\begin{cases} L^2 = s^2 + z^2 + 2sz \cos \alpha ; \\ L \cos \alpha = s + z \cos \alpha , \end{cases}$$

din care rezultă

$$\alpha = \arccos \frac{s \sin^2 \alpha + \cos \sqrt{L^2 - s^2 \sin^2 \alpha}}{L} . \quad (3)$$

Un parametru important în cadrul acestui studiu îl constituie diferența spațiilor parcurse de puntea motoare din spate a autotractorului și puntea motoare a semiremorci. Acest parametru se calculează cu ajutorul distanței instantanee d (fig.2) dintre axa punții spate a autotractorului și axa punții semiremorci, care rezultă din sistemul:

$$\begin{cases} y = b \cos \alpha - a \sin \alpha ; \\ h = a \cos \alpha + b \sin \alpha ; \\ d = h + \sqrt{l^2 - y^2} \end{cases} \quad (4)$$

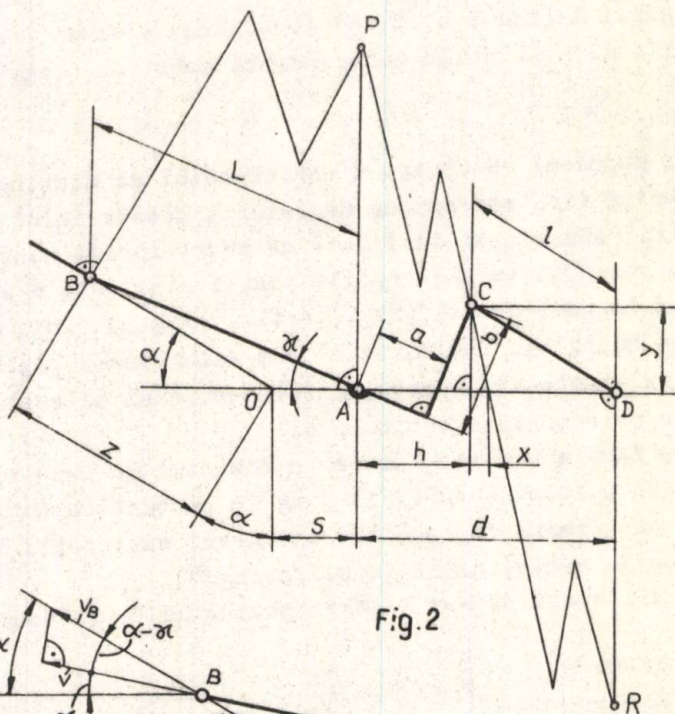


Fig. 2

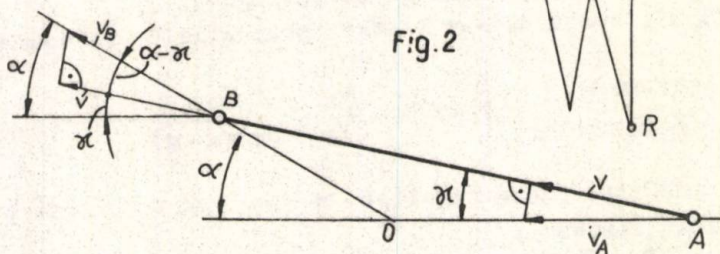


Fig. 3

Pentru calculul coeficientului K_2 se utilizează metoda centrelor instantanee de rotație, aplicată la întregul model cinematic considerat:

$$\begin{cases} \frac{v_A}{PA} = \frac{v_B}{PB} = \frac{v_C}{PC} ; \\ \frac{v_D}{RD} = \frac{v_C}{RC} \end{cases}$$

$$RC = \left(\frac{d}{h+x} - 1 \right) \sqrt{PA^2 + (h+x)^2} + \sqrt{y^2 + x^2} \quad (10)$$

Ținând cont de relațiile (4), (5), (6), (7), (8), (9) și (10) se obține:

$$\frac{v_D}{v_A} = \frac{PC}{RC} \left(\frac{d}{h+x} - 1 \right) \quad (11)$$

Relația (11) se utilizează numai după ce în prealabil s-au înlocuit parametrii și variabila independentă în relațiile (3), (4), (6), (8) și (10).

Pentru faza a 2-a a mișcării (fig. 1, d și fig. 4) se deduc următoarele relații:

$$y = (s - a - b \operatorname{tg} \alpha) \sin \alpha + \frac{b}{\cos \alpha} \quad ; \quad (12)$$

$$\sin \theta = \frac{y}{l} \quad \Rightarrow \quad \theta = \arcsin \frac{y}{l} \quad (13)$$

Conform teoremei proiecțiilor (fig. 4):

$$\begin{cases} v = v_A \cos(\theta - \alpha); \\ v = v_D \cos \theta, \end{cases} \quad \Rightarrow \quad \frac{v_D}{v_A} = \frac{\cos(\theta - \alpha)}{\cos \theta} \quad (14)$$

Utilizând relațiile obținute, se poate alcătui o metodă numerică pentru calculul valoric al coeficienților neconcordanței cinematice din sistemul de rulare al autotrenului, atât în ipoteza deplasării cu viteză constantă ($\Delta_s = \text{const.}$), cât și în ipoteza deplasării accelerate sau încetinite a autotrenului ($\Delta_s = \text{variabil}$).

Se știe că în cazul legăturilor monomobile între punțile motoare ale unui autotren, cele mai bune calități de tracțiune se obțin la o concordanță cinematică deplină a punților motoare ($K_1 = K_2 = 1$). Această concordanță nu poate fi obținută atunci când punțile autotrenului parcurg spații diferite (deplasare pe drum denivelat, în pantă sau în viraj). Obținerea unei concordanțe cinematice depline a punților motoare, în mod practic, este imposibilă chiar și la deplasarea rectilinie, pe un drum fără denivelări, a autotrenului datorită faptului că razele dinamice ale roților motoare se pot modifica în funcție de diferiți factori, cum ar fi variația sarcinilor radiale și tangențiale ale punților motoare; nerespectarea presiunii aerului în pneuri, gradul de uzură diferit al pneurilor; montarea unor pneuri cu diametre efective diferite, cuprinse totuși în cimpul de toleranță al diametrului nominal etc.

Coeficienții neconcordanței cinematice K_1 și K_2 determinați

prin metoda prezentată, oferă posibilitatea efectuării analizei dinamice a transmisiei autotrenului fără diferențial intra-punți, referitoare la: distribuirea forțelor și momentelor motoare pe punți în funcție de sarcinile verticale și aderența cu solul [1], [2]; determinarea forțelor și momentelor necesare la calculul transmisiei; studierea circulației de putere în sistemul transmisiei; determinarea randamentului transmisiei.

Bibliografie

- [1] APETREI, GH., VELICU, D.- Influența neconcordanței cinematice din sistemul de rulare asupra forței motoare a unui agregat cu semiremorcă activă. Universitatea din Brașov, Noutăți în mecanică aplicată și în construcția de mașini, vol. XVII-B, 1975.
- [2] NASTASOIU, S.- Influența schemei constructive a acționării punții din față asupra calităților de tracțiune ale trac - toarelor cu patru roți motoare. Rezumatul tezei de doctorat, Institutul politehnic Brașov, 1969.
- [3] SAPOSNIC, L. B.- Izucenie kinematiki avtopoezda sostavlennii iz avtotractora i poluprițepa. Avtomobilnaia promișlenosti, nr. 8, 1971.
- [4] VELICU, D., APETREI, GH. - Analiza neconcordanței cinematice din sistemul de rulare al autotrenului cu semiremorcă activă la deplasarea în rampă. Universitatea din Brașov, Noutăți în economia forestieră, vol. XVIII, 1976.

APETREI, GH., VELICU, D., BOBANCU, S.

MODEL PENTRU ANALIZA NECONCORDANTEI CINEMATICE DIN SISTEMUL DE RULARE AL AUTOTRENULUI CU SEMIREMORCA MOTOARE, LA DEPLASAREA IN PANTA

Rezumat

In lucrare se propune un model cinematic al autotrenului cu semiremorcă motoare. Pe baza acestui model se stabilesc parametrii geometrico-cinematici, care descriu calitativ și cantitativ fenomenul neconcordanței cinematice dintre punțile motoare ale autotrenului, la deplasarea în pantă, necesari analizei dinamice a transmisiei.

MODÈLE POUR L'ANALYSE DE LA NON-CONCORDANCE CINÉMATIQUE DU SYSTÈME DE ROULAGE DE L'AUTO-TRAIN À SEMI - REMORQUE MOTRICE. AU DÉPLACEMENT EN PENTE

Résumé

Les auteurs proposent un modèle cinématique du train routier à semi-remorque motrice. À partir de ce modèle on établit les paramètres géométriques et cinématiques qui décrivent qualitativement et quantitativement le phénomène de la non-concordance cinématique entre les ponts moteurs du train routier, au déplacement en pente, nécessaires à l'analyse dynamique de la transmission.

POSSIBILITATI DE INLATURARE A EFECTELOR NECONCORDANTEI
CINEMATICE DIN SISTEMUL DE RULARE AL AUTOTRENULUI CU
SEMIREMORCA MOTOARE LA DEPLASAREA IN VIRAJ

Dr.ing.D.VELICU - șef de lucrări la Universitatea din Brașov,
Ing. Gh.APETREI - șef de lucrări la Universitatea din Brașov,
Dr.ing.S.BOBANCU- șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

La deplasarea autotrenului în viraj apare o neconcordanță cinematică între puntea motoare a autotractorului și puntea motoare a semiremorcii (vitezele periferice ale roților acestor punți de - vin inegale) ca urmare a deplasării acestora pe arce de cerc cu raze diferite. Când legătura între punți este realizată printr-un lanț cinematic cu un singur grad de mobilitate, neconcordanța cinematică poate provoca unele fenomene nedorite cum ar fi: creșterea pierderilor de putere în transmisie, apariția solicitărilor suplimentare, uzura prematură a pneurilor, cît și creșterea consumului de combustibil.

Lucrarea are ca scop studierea neconcordanței cinematice din sistemul de rulare al autotrenului la deplasarea în viraj, stabilirea unor relații de calcul pentru parametrul ce o caracterizează, cît și găsirea unor posibilități de înlăturare a efectelor acesteia.

În cadrul studiului efectuat , s-a presupus că roțile autotrenului rulează fără patinări sau alunecări, iar razele lor dinamice sînt egale.

Neconcordanța cinematică este caracterizată printr-un coeficient, definit ca raport al vitezelor teoretice ale celor două punți motoare (viteze determinate pentru o rulare perfectă a roților motoare):

$$K_v = \frac{v_T}{v_S} \quad , \quad (1)$$

în care: v_T reprezintă viteza punții motoare a autotractorului;
 v_S - viteza punții semiremorcii.

La determinarea valorii acestui coeficient s-a ținut seamă de faptul că în timpul virajului autotractorul și semiremorca au

centre de virare diferite (fig.1).

În punctul de pivotare a semiremorcii O, autotractorul și semiremorca vor avea viteze egale:

$$\omega_T \cdot \overline{O_T O} = \omega_S \cdot \overline{O_S O}, \quad (2)$$

în care; ω_T reprezintă viteza unghiulară de rotație a autotractorului;

ω_S - viteza unghiulară de rotație a semiremorcii.

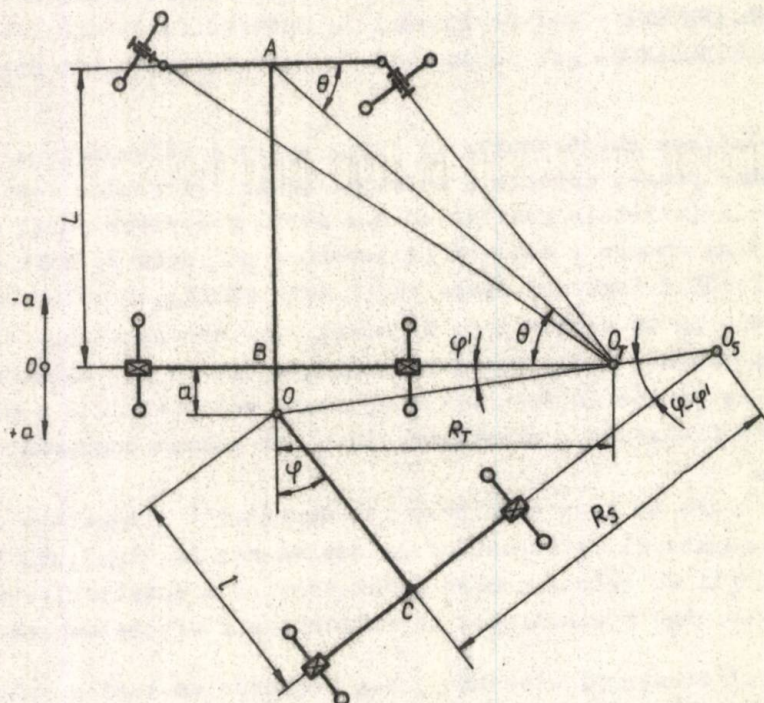


Fig. 1

Utilizînd relația (2) și considerînd egale razele dinamice ale tuturor roților motoare, expresia coeficientului neconcordanței cinematice devine:

$$K_V = \frac{\omega_T R_T}{\omega_S R_S} = \frac{\overline{O_S O} \cdot R_T}{\overline{O_T O} \cdot R_S}, \quad (3)$$

în care: R_T reprezintă raza de viraj a autotractorului;

R_S - raza de viraj a semiremorcii.

Din geometria înscrinerii în curbă a autotractorului, rezultă:

$$\frac{R_T}{\overline{O_T O}} = \cos \varphi'; \quad \frac{\overline{O_S O}}{R_S} = \frac{1}{\cos(\varphi - \varphi')}; \quad \tan \varphi' = \frac{a}{R_T}; \quad \tan \theta = \frac{L}{R_T}. \quad (4)$$

Înlocuind relațiile (4) în relația (3) se obține:

$$K_V = \frac{1}{\cos \varphi + \frac{a}{L} \operatorname{tg} \theta \sin \varphi} \quad (5)$$

în care: φ reprezintă unghiul de frîngere al semiremorcii;
 a - distanța punctului de pivotare față de axa punții motoare a autotractorului;

θ - unghiul mediu de bracare a roților de direcție;

L - ampatamentul autotractorului.

Dependența unghiului de frîngere al semiremorcii φ față de unghiul mediu de bracare θ a roților de direcție este dată de relația:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{a R_s \operatorname{tg} \theta + l L}{L R_s - a l \operatorname{tg} \theta} \quad (6)$$

Pentru a studia influența poziției punctului de pivotare a semiremorcii, cît și cea a mărimii ampatamentului l a acesteia asupra coeficientului neconcordanței cinematice K_V , se trasează curbele de variație a acestui coeficient în funcție de unghiul de frîngere φ , pentru diferite valori constante ale unghiului mediu de bracare θ , utilizînd relațiile (5) și (6). În fig. 2 sînt trasate aceste curbe pentru autotrenul ATF 10, echipat cu semiremorcă motoare ($L=2800$ mm).

Din analiza graficelor $K_V = f(\varphi, \theta, a, l)$ rezultă că în timpul virajului autotrenului, coeficientul neconcordanței cinematice va lua valori supraunitare, roțile motoare ale semiremorcii deplasîndu-se cu alunecare. Valoarea acestui coeficient se apropie de unitate pe măsură ce valoarea distanței punctului de pivotare crește, acesta fiind situat în spatele axei punții motoare a autotractorului. Aproximarea de unitate a valorii acestui coeficient are loc și atunci cînd ampatamentul semiremorcii crește. Cerințele necesare reducerii neconcordanței cinematice contravin însă celor necesare reducerii lățimii fișiei de gabarit a autotrenului [2].

Obținerea unui coeficient al neconcordanței cinematice egal cu unitatea este posibilă numai atunci cînd între unghiul mediu de bracare a roților de direcție θ și unghiul de frîngere φ al semiremorcii există următoarea dependență:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{L}{a} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \quad (7)$$

Această dependență poate fi realizată numai dacă roțile semiremorcii sînt directoare [3]. Utilizarea semiremorcilor cu roți directoare reclamă însă o valoare constantă a ampa-

mentului l și deci limitează lungimea materialelor ce pot fi transportate.

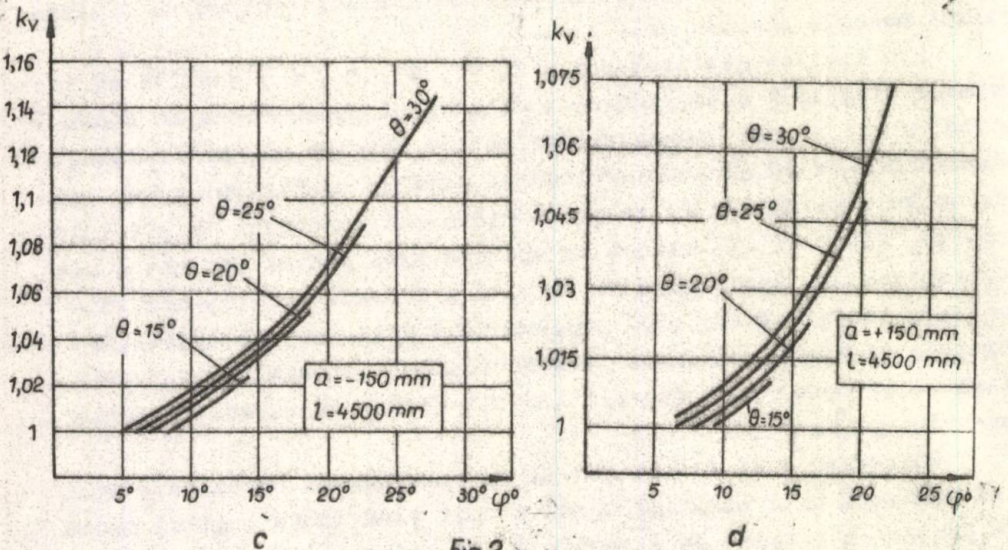
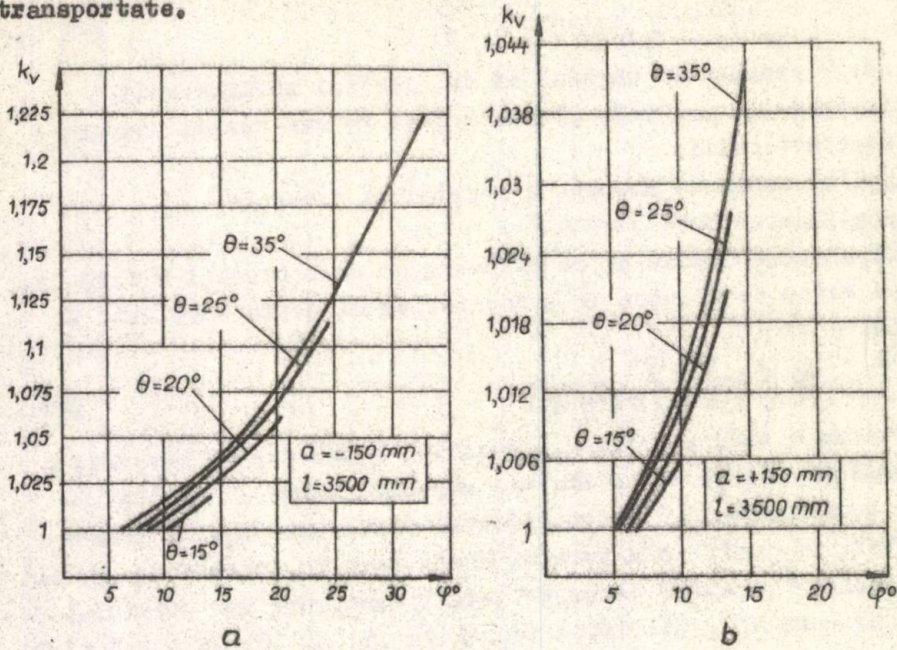


Fig.2

În cazul transmisiilor mecanice, cu legătură monomobilă între punctele motoare, există posibilitatea de limitare sau chiar înlăturare a fenomenului de circulație a puterii parazite, determinat de neconcordanța cinematică, prin utilizarea unor rapoarte de transmitere diferite pentru cele două punți motoare și acționarea punții semiremorci prin intermediul unui cuplaj unisens. Rapoartele de

transmitere pentru cele două punți motoare trebuie astfel determinate încât roțile semiremorcii să devină motoare numai atunci când puntea motoare a autotractorului rulează cu o anumită patinare, forța de tracțiune dezvoltată de această punte ajungând până la 60...70% din forța maximă pe care o poate dezvolta pe un teren cu aderență scăzută. Coeficientul neconcordanței cinematice, impus constructiv în acest caz, poate fi determinat în funcție de patinările și sarcinile verticale care acționează asupra punților motoare [1].

Utilizarea unei transmisii cu diferențial intra-punți înlătură efectele neconcordanței cinematice dar limitează forța de tracțiune a autotrenului la dublul forței de tracțiune a punții motoare cu aderență scăzută.

Efectele neconcordanței cinematice pot fi eliminate total prin utilizarea unei transmisii care permite o reglare automată a raportului de transmitere pentru semiremorcă, în funcție de forța axială din dispozitivul de remorcare. Perspectivă în acest sens sînt oferite de către transmisiile hidrostatice.

Bibliografie

- [1] APETREI, GH., VELICU, D. - Influența neconcordanței cinematice din sistemul de rulare asupra forței motoare a unui agregat cu semiremorcă activă. Noutăți în mecanica aplicată și în construcția de mașini, vol. XVII-B, Universitatea din Brașov, 1975.
- [2] IONESCU, E. - Ecuația mișcării în curbă a autotrenului cu semiremorcă. Transporturi auto, navale și aeriene, vol. I (18), nr. 3, 1971.
- [3] ZAKIN, N. - Konstrukcii i rascet avtomobilnih poezdov. Leningrad, Mašinostroenie, 1968.

VELICU, D., APETREI, GH., BOBANCU, S.

POSSIBILITATI DE INLATURARE A EFECTELOR NECONCORDANTEI CINE-
MATICE DIN SISTEMUL DE RULARE AL AUTOTRENULUI CU SEMI -
REMORCA MOTOARE LA DEPLASAREA IN VIRAJ

Rezumat

In lucrare este studiată neconcordanța cinematică care apare în cazul legăturii monomobile între puntea motoare a autotractorului și puntea semiremorcii active la deplasarea în viraj; se determină unele relații de calcul pentru parametrul ce o caracterizează și se analizează influența poziției punctului de pivotare al semiremorcii asupra acestei neconcordanțe.

SOLUTIONS EN VUE DE SUPPRIMER LES EFFETS DE LA NON-CONCOR-
DANCE CINÉMATIQUE DANS LE SYSTÈME DE RULAGE DE L'AUTOTRAIN
À SEMI-REMORQUE MOTRICE AU DÉPLACEMENT EN VIRAGE.

Résumé

C'est une étude de la non-concordance cinématique apparaissant à l'attelage mono-mobile entre le pont moteur du tracteur et le pont de la semi-remorque active lors du déplacement en virage; on détermine certaines relations de calcul pour le paramètre qui la définit, tout en analysant l'influence de la position du point de pivotement de la semiremorque sur cette non-concordance.

DETERMINAREA SPECTRULUI VIBRAȚIILOR LIBERE ALE CUPLAJELOR
ELASTICE CU CARACTERISTICA NELINIARĂ, PRIN METO-
DA LINIARIZĂRII ARMONICE

Dr.ing.Ioan Drăghici, profesor la Universitatea din Brașov;
 Ing.C.Bejan, asistent la Universitatea din Brașov.

În studiul vibrațiilor torsionale a sistemelor echipate cu cuplaje elastice cu caracteristică neliniară, metoda liniarizării armonice permite obținerea comodă a diagramei spectrale a vibrațiilor libere, adică a dependenței amplitudinii acestora de pulsație; această diagramă spectrală se poate denumi curba suport a spectrului, întrucât este acea parte care determină orientarea spectrului vibrațiilor forțate, cu amortizare.

Prin comparație cu metoda clasică a "parametrului mic", înlesnirile de calcul oferite de metoda liniarizării armonice sînt remarcabile, permițînd o tratare unitară nu numai a caracteristicilor formate din curbe continue, ci și a celor formate din linii frînte. Esența metodei, prezentată detaliat în [1], constă în liniarizarea unei funcții periodice cvasiliniare.

Mișcarea torsională a sistemului echipat cu cuplaj, analizată pe sisteme vibrante simplificate-formate din doi volanți - în cazul vibrațiilor libere este:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{1}{J_{ech}} M(\varphi) = 0, \quad (1)$$

unde: φ reprezintă diferența dintre unghiurile de rotație ale volanților; J_{ech} - momentul de inerție echivalent a celor doi volanți; $M(\varphi)$ - caracteristica elastică a cuplajului.

În cele ce urmează, se stabilesc coeficienții liniarizării armonice și diagramele spectrale ale vibrațiilor libere (sportul spectralului) pentru cuplajele a căror caracteristică elastică este conform fig.1 (a - caracteristică progresivă; b - caracteristică regresivă; c - caracteristica cuplajului, cu elemente montate cu joc; d - caracteristica cuplajului, cu elemente montate cu prestringere).

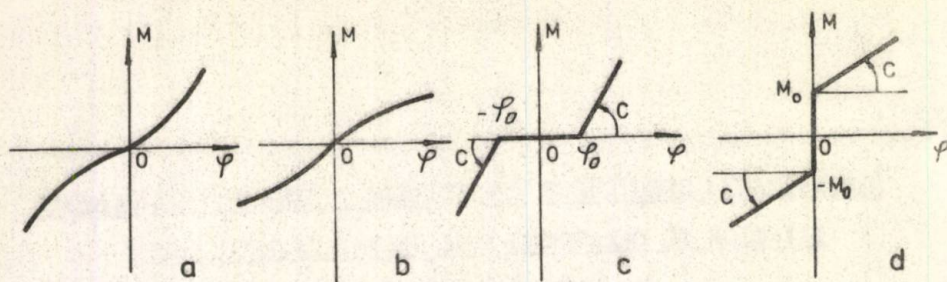


Fig.1

1. Coeficienții liniarizării armonice

Cu notația

$$f(\varphi) = \frac{1}{J_{ech}} M(\varphi),$$

ecuația (1) devine

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + f(\varphi) = 0. \quad (2)$$

Din observații practice s-a constatat că regimul vibrațiilor rapide este armonic. Ca atare soluția ecuației (2) poate fi scrisă sub forma aproximativă:

$$\varphi = a_0 + a \sin \omega_0 t, \quad (3)$$

iar funcția $f(\varphi)$ sub forma:

$$f(\varphi) = f_0 + q(\varphi - a_0) = f_0 + q a \sin \omega_0 t, \quad (4)$$

unde f_0 și q sînt coeficienții liniarizării armonice.

Introducînd (3) și (4) în ecuația (2), rezultă imediat modalitatea de calcul a dependenței pulsației oscilațiilor proprii de amplitudinea acestora:

$$\left. \begin{aligned} f_0(a, 0) &= 0; \\ \omega_0^2 &= q(a, 0). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Expresiile pentru f_0 și q sînt (Fourier):

$$\begin{aligned} f_0 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a_0 + a \sin \psi) d\psi; \\ q &= \frac{1}{\pi a} \int_0^{2\pi} f(a_0 + a \sin \psi) \sin \psi d\psi, \end{aligned} \quad (6)$$

cu ψ fiind notat produsul $\omega_0 t$

Astfel, prima ecuație din (5) permite determinarea funcției $a_0(a)$, care introdusă în a doua ecuație din (5) permite obținerea curbei spectrale a vibrațiilor libere:

$$\omega_0^2 = q[a_0(a), 0],$$

2. Ecuațiile caracteristicilor elastice

Pentru caracteristica din fig.1,a (caracteristica progresivă)

$$M(\varphi) = C\varphi + k\varphi^3$$

Pentru caracteristica din fig.1,b (caracteristica regresivă)

$$M(\varphi) = C\varphi - k\varphi^3, \quad (8)$$

unde: C și k sînt două constante dependente de cuplaj.

În cazul caracteristicilor formate din linii frînte, este posibilă o scriere unitară a ecuațiilor corespunzătoare, folosindu-se funcția "unitate":

$$\eta(\varphi - \varphi_0) = \begin{cases} 1 & \text{dacă } \varphi \geq \varphi_0; \\ 0 & \text{dacă } \varphi < \varphi_0. \end{cases} \quad (9)$$

În acest fel se obține:

- pentru caracteristica din fig.1,c

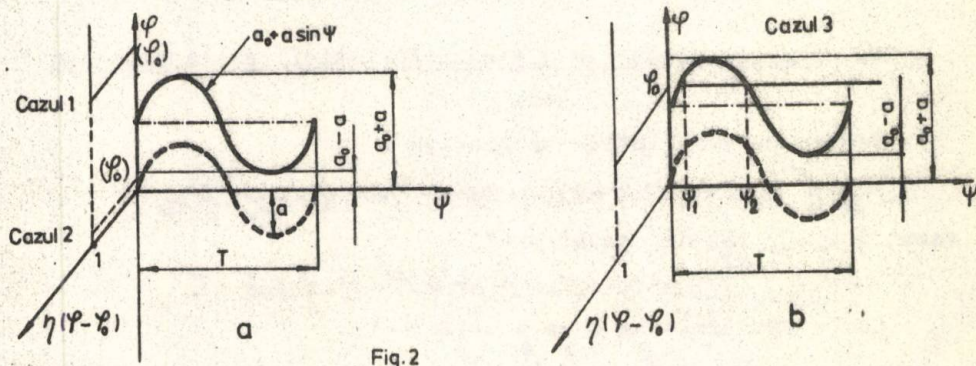
$$M(\varphi) = C(\varphi + \varphi_0) - C(\varphi + \varphi_0)\eta(\varphi + \varphi_0) + C(\varphi - \varphi_0)\eta(\varphi - \varphi_0); \quad (10)$$

- pentru caracteristica din fig.1,d:

$$M(\varphi) = C\varphi - M_0 + 2M_0\eta(\varphi).$$

3. Coeficienții liniarizării armonice pentru funcția unitate și funcții formate cu funcția unitate

În fig.2 sînt prezentate pozițiile relative posibile ale semnalului de răspuns $\varphi(\psi)$ și ale funcției unitate într-o diagramă tridimensională de coordonate ψ , φ , $i(\varphi)$. În fig.2,a sînt redată cazurile 1 și 2 cînd φ_0 nu este cuprins în cîmpul $a_0 - a$, $a_0 + a$, iar în fig.2,b cazul cînd φ_0 este cuprins în acest cîmp. Evident că acestea constituie toate cazurile posibile. Rezultă următoarele:



- cazul 1 : $a_0 + a \leq \varphi_0$; $f_0 = 0$, $q = 0$;
- cazul 2 : $a_0 - a \geq \varphi_0$; $f_0 = 1$, $q = 0$;
- cazul 3 : $a_0 - a < \varphi_0 < a_0 + a$ sau $a > |\varphi_0 - a_0|$.

Se obține: $f_0 = \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} d\psi = \frac{1}{2\pi} (\varphi_2 - \varphi_1) = \frac{1}{2\pi} (\pi - 2 \arcsin \frac{\varphi_0 - a_0}{a}) =$
 $= \frac{1}{2} - \frac{1}{\pi} \arcsin \frac{\varphi_0 - a_0}{a},$

$$q = \frac{1}{\pi a} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin \psi d\psi = -\frac{1}{\pi a} \cos \psi \Big|_{\varphi_1}^{\varphi_2} = \frac{2}{\pi a} \sqrt{1 - \frac{(\varphi_0 - a_0)^2}{a^2}}.$$

Dacă $f(\varphi) = C \eta(\varphi - \varphi_0)$, coeficienții liniarizării armonice ale acestei noi funcții se vor obține evident din relațiile (9), prin înmulțirea cu constanta C.

Dacă $f(\varphi) = (\varphi - \varphi_0) \eta(\varphi - \varphi_0)$ (fig. 3), se procedează analog. Rezultă:

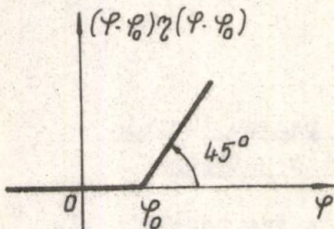


Fig. 3

- cazul 1 : $a_0 + a \leq \varphi_0$; $f_0 = 0$; $q = 0$;
- cazul 2 : $a_0 - a \geq \varphi_0$; $f_0 = a_0 - \varphi_0$; $q = 1$;
- cazul 3 : $a > |\varphi_0 - a_0|$;

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (a_0 + a \sin \psi - \varphi_0) d\psi =$$

$$= \frac{1}{2\pi} \left[(a_0 - \varphi_0) \psi \Big|_{\varphi_1}^{\varphi_2} - a \cos \psi \Big|_{\varphi_1}^{\varphi_2} \right].$$

Efectuând înlocuirile pentru f_0 și apoi pentru q , rezultă:

$$f_0 = \frac{a_0 + \varphi_0}{2} + \frac{1}{\pi} \left[\sqrt{a^2 - (a_0 - \varphi_0)^2} + (a_0 - \varphi_0) \arcsin \frac{a_0 - \varphi_0}{a} \right];$$

$$q = \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \left[\frac{a_0 - \varphi_0}{a} \sqrt{1 - \frac{(a_0 - \varphi_0)^2}{a^2}} + \arcsin \frac{a_0 - \varphi_0}{a} \right].$$

4. Curbele spectrale ale caracteristicilor elastice din

fig. 1

Pentru caracteristica progresivă :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} [C(a_0 + a \sin \psi) + k(a_0 + a \sin \psi)^3] d\psi = a_0 \left(C + k a_0^2 + \frac{3}{2} k a^2 \right),$$

rezultă $a_0 = 0$, iar din ecuația (5)

$$q = \frac{1}{\pi a} \int_0^{2\pi} (C a \sin \psi + k a^3 \sin^3 \psi) \sin \psi d\psi = C + \frac{3}{4} k a^2.$$

Curba spectrală va avea ecuația:

$$\omega_0^2 = \frac{C}{J_{ech}} - \frac{3}{4} \frac{k}{J_{ech}} a^2.$$

Pentru caracteristica regresivă, înlocuindu-se k cu $-k$, se obține imediat:

$$\omega_o^2 = \frac{C}{J_{ech}} - \frac{3}{4} \frac{k}{J_{ech}} \cdot O^2.$$

Pentru caracteristica din fig. 1, c se remarcă, în prealabil, că f_o se anulează pentru $a_o - \varphi_o = a$, deci variația lui ψ este cuprinsă între limitele 0 și $3\pi/2$. Rezultă pentru curba spectrală:

$$\omega_o^2 = \frac{C}{\pi O J_{ech}} \left[\int_0^{2\pi} (O_o + O \sin \psi + \varphi_o) \sin \psi d\psi - \int_0^{\frac{3\pi}{2}} (O_o + O \sin \psi + \varphi_o) \sin \psi d\psi + \int_0^{\frac{3\pi}{2}} (O_o + O \sin \psi - \varphi) \sin \psi d\psi \right] = \frac{C}{J_{ech}} \left(1 - \frac{2\varphi_o}{\pi O} \right).$$

Pentru caracteristica din fig. 1, d, aplicînd prima relație din (9),

$$f_o = C O_o + \frac{2M_o}{\pi} \arcsin \frac{O_o}{O}.$$

Înlocuind în expresia lui q și ținînd seama de relația dintre acesta și ω^2 , rezultă în final:

$$\omega_o^2 = \frac{C}{J_{ech}} + \frac{4M_o}{\pi O}.$$

Reprezentarea grafică a relațiilor (11), (12), (13), (14) - constituind spectrul vibrațiilor libere pentru tipurile de cuplaje cu caracteristicile menționate mai sus - este dată în fig. 4. Curbele respective reprezintă curba suport a spectrului vibrațiilor forțate cu amortizare.

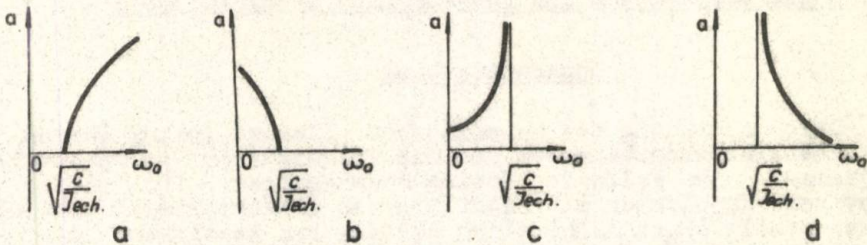


Fig. 4

5. Folosind metoda liniarizării armonice se stabilesc coeficienții de liniarizare și curbele suport ale diagramelor spectrale - în cazul vibrațiilor libere - ceea ce reprezintă o contribuție la stabilirea tipului necesar de caracteristică elastică, impus de funcționarea - în regim tranzitoriu - a sistemelor mecanice echipate cu cuplaje.

Bibliografie

- [1] VULFSON, I. I. și KOLOVSKII, M. Z. Nelineinfe zadaci dinamiki mašin. Leningrad, Mașinoscroenie, 1968.

DRAGHICI, I., BEJAN, C.

DETERMINAREA SPECTRULUI VIBRAȚIILOR LIBERE ALE CUPLAJELOR
ELASTICE CU CARACTERISTICA NELINIARA, PRIN METODA LINIARI-
ZARII ARMONICE

Rezumat

Folosind metoda liniarizării armonice se stabilesc coeficienții de liniarizare și curbele suport ale diagramelor spectrale - în cazul vibrațiilor libere - pentru unele cuplaje elastice, cu caracteristică neliniară, ceea ce reprezintă o contribuție originală la stabilirea tipului necesar de caracteristică elastică, impus de funcționarea - în regim tranzitoriu - a sistemelor mecanice echipate cu cuplaje.

BESTIMMUNG DES SPEKTRUMS DER FREIEN SCHWINGUNGEN BEI
ELASTISCHEN KUPPLUNGEN MIT NICHTLINEARER CHARAKTERISTIK
DURCH DIE METHODE DER HARMONISCHEN LINEARISIERUNG

Zusammenfassung

Durch Anwendung der harmonischen Linearisierung werden die Linearisierungsbeiwerte und die Trägerkurven der Spektraldiagramme - im Falle der freien Schwingungen - für einige elastische Kupplungen mit nichtlinearer Charakteristik bestimmt. Dieses stellt einen originellen Beitrag zur Bestimmung der notwendigen, vom Übergangsbetrieb der mit Kupplungen versehenen mechanischen Systeme auferlegten, elastischen Charakteristik dar.

DIE OPTIMIERUNG DER PARAMETER DES FÜHRUNGSSITZES DES
ELASTISCHEN ELEMENTES BEI KUPPLUNGEN MIT METALLISCHEN
KUPPLUNGSELEMENTEN

Prof.Dr.Ing.Ioan Drăghici, Dipl.Ing.Mihai Ciobotă,
Dipl.Ing.Mihai Cernahoschi,Dipl.Ing.Venera Iacob,
Universität Braşov.

Die vorherigen Beschäftigungen[2...4] bezüglich der Berechnung der elastischen Kupplungen mit metallischen Vielblattelementen vom Typ Elcard fortsetzend, werden im gegenwärtigen Bericht die Beziehungen und die Programmablaufpläne für die Optimierung - auf elektronischen Digitalrechenanlagen - der Parameter des Führungsaufsitzes des Pakets elastischer Elemente festgesetzt,die eine bestimmte,nichtlineare,durch den Betrieb der mit derartigen Kupplungen versehenen mechanischen Systeme auferlegte Charakteristik ergeben.

1. Die Analyse des Funktionierens der mit elastischen Kupplungen versehenen mechanischen Systeme kann eine gewisse, notwendige,elastische Charakteristik in analytischer Form als

$$\varphi = \varphi(M_t), \quad (1)$$

oder in graphischer Form mit der evidenten Bedingung $\varphi(0)=0$ gegeben, bestimmen.

Die Anwendbarkeit des Lagrangeschen Satzes [8] und das Nichtvorhandensein von Inflexionspunkten voraussetzend,kann die auferlegte Charakteristik durch eine Aufeinanderfolge von Sehnen, approximiert werden, u.zw. durch das Einteilen des Intervalls $[0 - M_{tmax}]$ in t gleiche Teile,wobei die Anzahl der Teilungen genügend gross sein muss.In dieser Situation wird auch die Kurve des Führungssitzes durch eine Aufeinanderfolge von Sehnen - einheitliche trapezförmige Aufsätze - deren Parameter ermittelt werden müssen - approximiert.

Es wird angenommen,dass das elastische Element nur in den Punkten der Kurve der elastischen Charakteristik,definiert durch

(Bild 1):

$$\begin{aligned} M_{tr} &= r \Delta M_k, \\ \varphi_r &= \varphi(r \Delta M_k); \quad r \in N, \end{aligned} \quad (2)$$

worin: $\Delta M_k = \frac{M_{kmax}}{t}$; $r = 1, 2, \dots, t$,

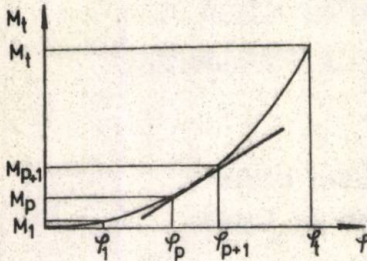


Bild.1

in effektiver Berührung mit dem Führungsaufsitz kommt. Es sei der erste Kontaktpunkt durch $M_{t1} = \Delta M_k$ und $\varphi_1 = \varphi(M_{t1})$ definiert. Nach dem Lagrange'schen Satz ist

$$k_1 = \frac{M_{t1}}{\varphi_1} = \frac{\Delta M_k}{\varphi(\Delta M_k)}, \quad (3)$$

aber gemäss Beziehung (3) aus [2] ist die theoretische Steifigkeit der Kupplung^{m)}:

$$k_{10} = \frac{3D^2 z n E l_2}{8l^3}, \quad (4)$$

woraus die Hauptelemente der Kupplung bestimmt werden.

Die Steifigkeit der Kupplung - nach dem ersten Kontakt des elastischen Elementes mit dem Führungsaufsitz - ist:

$$k_2 = \frac{M_{t2} - M_{t1}}{\varphi_2 - \varphi_1} = \frac{\Delta M_k}{\varphi(2\Delta M_k) - \varphi(\Delta M_k)}. \quad (5)$$

Wie aus [2, Beziehung (8)] hervorgeht wird das Verhältnis k_2/k_1 ohne Berücksichtigung des Einflusses der Reibungskräfte nach folgender Beziehung errechnet:

$$\frac{k_{20}}{k_{10}} = \frac{4}{(1-\lambda)^2(4-\lambda)}, \quad (6)$$

worin: $\lambda = \sigma_y/l$.

Aus den Beziehungen (3)...(6) wird - durch Lösung der Gleichung (6) - die Verkürzung des elastischen Elementes, die nach dem ersten Kontakt mit dem Führungsaufsitz eintritt, berechnet. Da die Gleichung (6) eine Gleichung III-ten Grades in λ ist, ist die Festlegung derjenigen Wurzel notwendig, die in der Berechnung einbezogen werden muss; mit Hilfe des Rolleschen Satzes [8] wird bewiesen, dass sich im Intervall $\lambda \in [0, 1]$ eine einzige Wurzel der Gleichung (6) befindet, was die Ermittlung derselben vereinfacht, da numerische Methoden: lineare Interpolation, die Methode der Newtonschen Tangenten, Reihenentwicklung II-ter Ordnung u.s.w. angewendet werden können.

Es sei $\lambda \in [0, 1]$ der Wert, der für λ durch Lösung der Gleichung (6) mit den Bedingungen (3), (4), (5), unter Anwendung einer der obengenannten Methoden ermittelt wurde.

m) Ohne Berücksichtigung des Einflusses der Reibungskräfte.

Es folgen die Abszisse des ersten Kontaktpunktes

$$O_1 = \lambda_1 \cdot l, \quad (7)$$

sowie die Steigung des ersten trapezförmigen Aufsitzes der die Führungskurve im Intervall $M_t \in [0, \Delta M_t]$ approximiert,

$$m_1 = \frac{\varphi(\Delta M_t) \cdot D}{4 \alpha_1}, \quad (8)$$

bzw. der Neigungswinkel des ersten Teiles des Aufsitzes (Bild 2)

$$\alpha_1 = \arctg m_1. \quad (9)$$

Die weitere Funktion der Kupplung wird in Anbetracht der Verkürzung der Länge des anfänglichen elastischen Elementes mit

$$\Delta l_1 = \alpha_1 \cos \alpha_1, \quad (10)$$

bestimmt, wobei schliesslich die iterative Beziehung

$$\frac{k_{r+1} \cdot D}{k_{r0}} = \frac{4}{(1 - \lambda_r)^2 (4 - \lambda_r)}; \quad (11)$$

erhalten wird, worin:

$$k_{r0} = \frac{\Delta M_t}{\varphi(r \Delta M_t) - \varphi[(r-1) \Delta M_t]}; \quad (12)$$

$$\alpha_r = \lambda_r \cdot l_r \quad (13)$$

$$l_{r+1} = l - \sum_{q=1}^r (\alpha_q \prod_{p=1}^q \cos \alpha_p); \quad (14)$$

$$m_r = \frac{[\varphi(r \Delta M_t) - \varphi[(r-1) \Delta M_t]] \cdot D}{4 \alpha_r}; \quad (15)$$

$$\alpha_r = \arctg m_r. \quad (16)$$

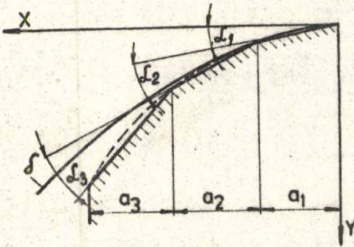


Bild 2

Mit Hilfe dieser Beziehungen wird das annähernde Profil der Kurve des Aufsitzes (siehe Bild 2) nach dem in Bild 3 dargestellten Programmablaufplan bestimmt, wobei die Koordinaten der Brechungspunkte der Führungskurve mit folgenden Beziehungen ermittelt wurden:

$$x_r = \sum_{p=1}^r \alpha_p; \quad (17)$$

$$y_r = \sum_{p=1}^r \alpha_p \cdot \lg \left(\sum_{q=1}^p \alpha_q \right).$$

Der, durch die oben dargestellte Methode erhaltene, Führungsaufsitz der elastischen Elemente, sichert mit Genauigkeit eine bestimmte, notwendige elastische Charakteristik, die von besonderer Bedeutung für die einwandfreie Funktion des mechanischen Systems, zu dem die Kupplung gehört, ist.

2. Im Konstruktionsprozess kann auch das Problem der Festsetzung der elastischen Charakteristik und des Einflusses

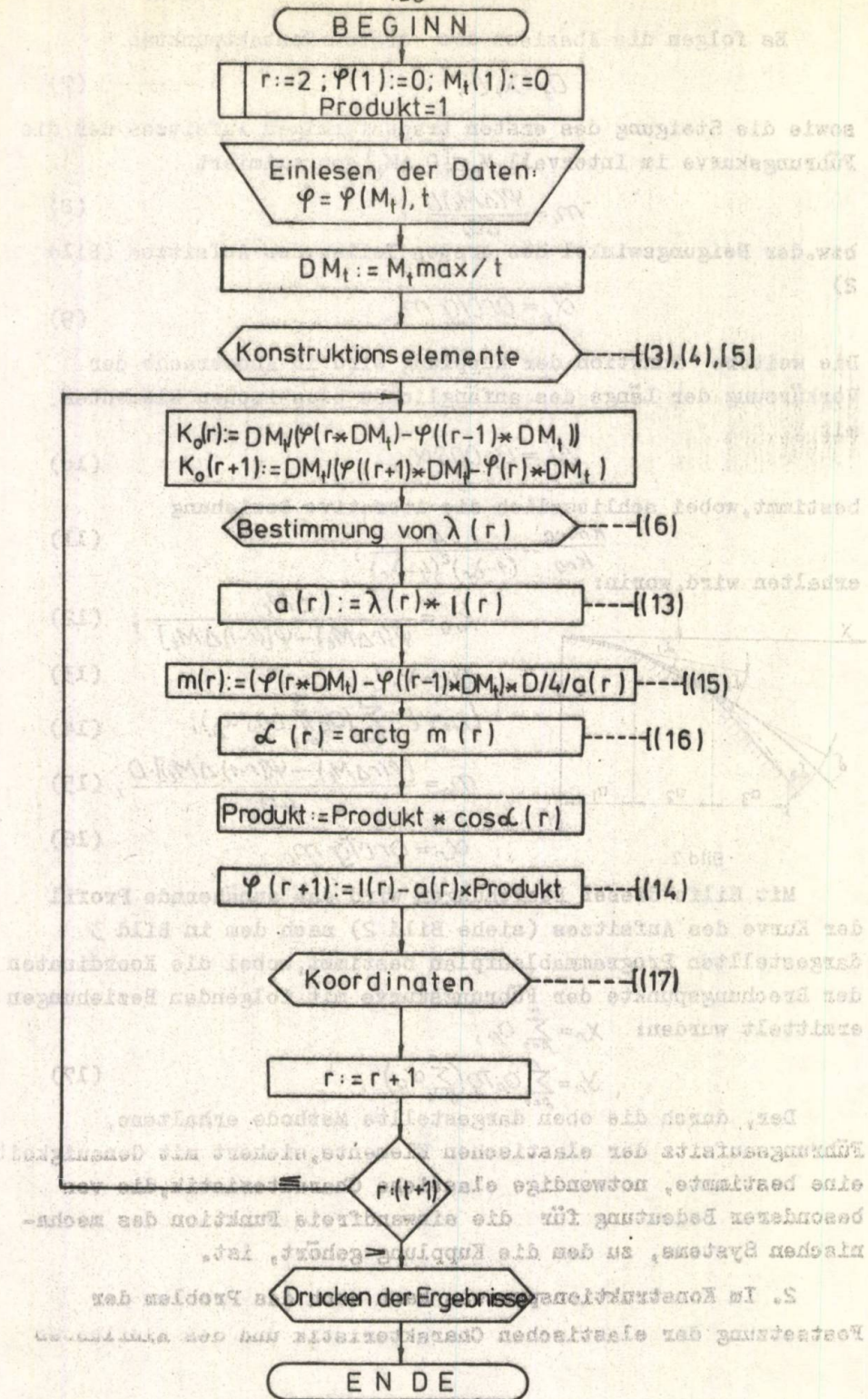


Bild. 3

der Reibungskräfte zwischen den elastischen Elementen^{*)} für eine bekannte Kupplung, bei der auch die Kurve des Führungsaufsitzes bekannt ist, gestellt werden

$$y=y(x); \quad x \in [0, b]; \quad b \leq l. \quad (18)$$

Laut zugelassene Voraussetzungen - Anwendbarkeit des Lagrange - schen Satzes - wird die Länge b des Führungsaufsitzes in t gleiche Teile eingeteilt, deren Länge

$$\Delta x = b/t, \quad (19)$$

beträgt, wobei angenommen wird, dass das elastische Element nur in den von den folgenden Koordinaten definierten Punkten aufliegt:

$$x_r = r\Delta x; \quad y = y(r\Delta x). \quad (20)$$

Auf Grund der Beziehungen (4)...(10) können die Rekursionsbeziehungen für die Koordinaten der Kurve der elastischen Charakteristik $\varphi = \varphi(M_r)$ folgenderweise festgesetzt werden:

$$\varphi_r = \frac{4\Delta x}{D} \sum_{q=1}^r \operatorname{tg} \alpha_q, \quad (21)$$

worin:

$$\alpha_q = \operatorname{arctg} \frac{y(r\Delta x) - y[(r-1)\Delta x]}{\Delta x} = \alpha_{q-1}, \quad (21')$$

mit

$$\alpha_0 = 0, \quad (21'')$$

und

$$M_{tr} = \sum_{q=1}^r (\varphi_q - \varphi_{q-1}) k_q. \quad (22)$$

In (22) ist

$$k_{q+1} = \frac{4k_q}{(1-\lambda_{q+1})^2 (4-\lambda_{q+1})}; \quad (23)$$

mit

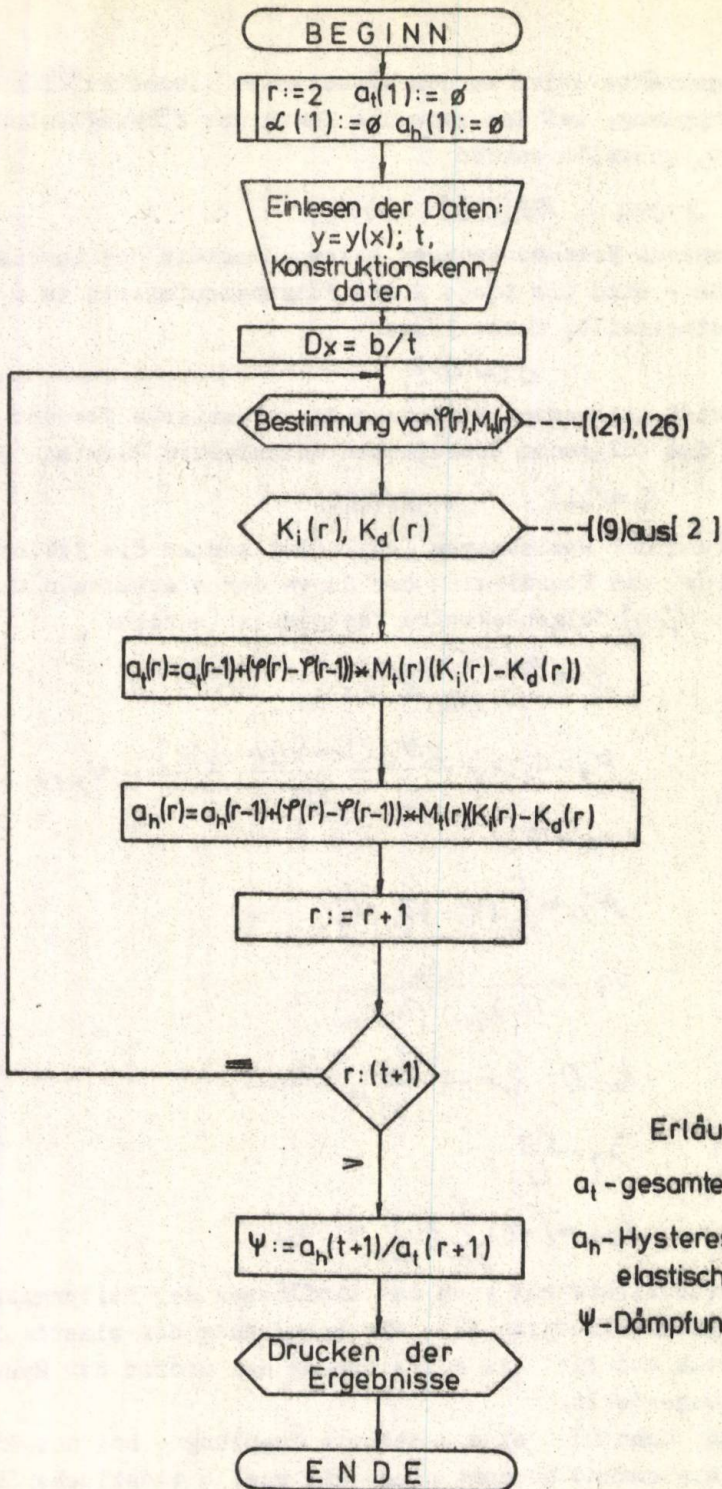
$$k_0 = 0; \quad k_r = \frac{3D^2 z n E l z}{8l^3}; \quad (24)$$

$$\lambda_q = \frac{\Delta x}{l_q}; \quad (25)$$

$$l_{q+1} = l - \Delta x \sum_{r=1}^q (\rho_r \prod_{r=1}^q \cos \alpha_r). \quad (26)$$

Bei Berücksichtigung auch des Einflusses der Reibungskräfte ist der Programmablaufplan für die Berechnung der elastischen Charakteristik und für die Aufzeichnung der Grösse der Hysteresis in Bild 4 dargestellt.

Demnach, kann für eine bestimmte Kupplung - bei der die Konstruktionselemente bekannt sind - die reelle elastische Charakteristik^{*)} Grösse der Hysteresis.



Erläuterung:

a_t - gesamte Fläche

a_h - Hysterese fläche der elastischen Kennlinie

ψ - Dämpfungsbeiwert

Bild.4

teristik der Kupplung genau berechnet und aufgezeichnet werden, wobei auch der Einfluss der Reibungskräfte (die Grösse der Hysteresis) berücksichtigt wird.

3. Die originelle - im Bericht dargestellte - Methodik gestattet die Bestimmung, während des Konstruktionsprozesses, der optimalen Parameter des Führungsaufsitzes bei den elastischen Kupplungen vom Typ Elcard, mit nichtlinearer Charakteristik, wobei erstmalig die Grösse der Hysteresis der Kurve infolge der Reibungskräfte, die zwischen den Blattfedern des Pakets wirken, hervor gehoben wird.

Literaturverzeichnis

- [1] BOLEK, A.š.a. Hridelové spojky. Praha, SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1967.
- [2] CIOBOTA, M., DRAGHICI, I., RADULESCU, C.D., CERNAHOSCHI, M. Die Möglichkeit der Erhaltung einer Familie von elastischen Charakteristiken bei Kupplungen mit metallischen Kupplungselementen (rumänisch). In: Buletinul sesiunii tehnico-științifice, IUG Progresul Brăila, 1976, p.521-525.
- [3] DRAGHICI, I., CIOBOTA, M., RADULESCU, C.D., ACHIRILOAIE, I. Der Einfluss der Reibung auf die Charakteristik der elastischen Kupplungen mit metallischen Vielblattelementen (rumänisch). In: Noutăți în mecanica aplicată și în construcția de mașini, vol.XVIII-A, Universitatea din Brașov, 1976.
- [4] DRAGHICI, I., CIOBOTA, M., RADULESCU, C.D., CERNAHOSCHI, M. Die Möglichkeit der Erhaltung einer nichtlinearen Charakteristik bei elastischen Kupplungen mit metallischen Kupplungselementen (rumänisch). In: Buletinul simpozionului Mecanisme și transmisii mecanice, Reșița, 1976, vol.5, p.1489-1496.
- [5] PAMPEL, W. Kupplungen. Band I. Berlin, VEB Verlag Technik, 1958.
- [6] POLIAKOW, V.S.; BARBAS, I.D., RIAHOVSCHI, O.A. Spravocinik po muftam. Leningrad, Mašinostroenie, 1974.
- [7] SCHLOTTMANN, D. Maschinenelemente. Berlin, VEB Verlag Technik, 1973.
- [8] CIORANESCU, N. Lehrbuch der höheren Mathematik (rumänisch). București, Editura didactică și pedagogică, 1962.

DRAGHICI, I., CIOBOTA, M., CERNAHOSCHI, M., IACOB, V.

OPTIMIZAREA PARAMETRILOR LOCAȘULUI DE GHIDARE A ELEMEN-
TULUI ELASTIC LA CUPLAJELE CU ELEMENTE METALICE

Rezumat

Se stabilesc relațiile și schemele logice pentru optimizarea - pe calculatoare numerice - a parametrilor locașului de ghidare a elementului elastic, la cuplajele cu elemente metalice de tip Elcard, luînd în considerare și influența forțelor de frecare.

Metoda expusă permite stabilirea - în procesul de proiectare - a parametrilor locașului de ghidare cunoscînd caracteristica necesară a cuplajului; de asemenea, se poate determina caracteristica elastică cunoscînd elementele constructive ale cuplajului.

DIE OPTIMIERUNG DER PARAMETER DES FÜHRUNGSSITZES DES
ELASTISCHEN ELEMENTES BEI KUPPLUNGEN MIT METALLISCHEN
KUPPLUNGSELEMENTEN

Zusammenfassung

Es werden die Beziehungen und die Programmablaufpläne für die Optimierung - auf numerischen Rechenanlagen - der Parameter des Führungssitzes des elastischen Elementes bei Kupplungen mit metallischen Elementen der Bauart Elcard, unter Berücksichtigung auch des Einflusses der Reibungskräfte, bestimmt.

Die dargestellte Methode ermöglicht die Bestimmung - im Konstruktionsprozess - der Parameter des Führungssitzes, wenn die notwendige Charakteristik der Kupplung bekannt ist; ebenfalls kann die elastische Charakteristik bei bekannten Konstruktionsdaten der Kupplung bestimmt werden.

INFLUENȚA UNGHIIULUI DE INCLINARE AL ARBORILOR CUPLAȚI,
ASUPRA PETEI DE CONTACT ȘI A PRESIUNII DE CONTACT LA
CUPLAJELE DINTATE DUBLU

Ing. FELICIA OLTEANU - asistent la Universitatea din Brașov,
VIORICA RUSU - matematician la I.C.P.A.T. din Brașov.

Cuplajele dințate făcând parte din categoria cuplajelor permanente mobile, compensatoare, se folosesc pentru transmiterea momentului de torsiune între arborii a căror poziție relativă este, în general, variabilă. Se recomandă folosirea cuplajelor dințate, duble, în special, unde este necesară preluarea unor abateri unghiuare până la 3° . În scopul obținerii mobilității necesare preluării abaterilor unghiuare, dantura butucului cuplajului dințat se execută sub formă de butoi (fig.1).

Din practica de exploatare a cuplajelor dințate și din încercările efectuate de catedra de Mecanisme și organe de mașini a Universității din Brașov, împreună cu I.C.P.T.C.M. București, în vederea studierii și a omologării cuplajelor dințate dublu s-a constatat o creștere rapidă a uzurii flancurilor dinților odată cu creșterea unghiului de inclinare al arborilor cuplați [6].

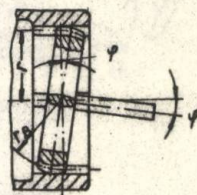


Figura 1

Intrucât uzura este determinată de mai mulți factori, printre care și presiunea de contact, lucrarea își propune să stabilească variația presiunii de contact și a suprafeței petei de contact în funcție de variația unghiului φ , la cuplajele dințate dublu, cu dantură bombată.

La aceste tipuri de cuplaje datorită bombării dintelui, se modifică geometria dintelui, ceea ce conduce la un contact diferit de al danturii obișnuite. În fig.2 este reprezentat un dinte bombat în contact cu dintele conjugat și date razele de curbura în situația $\varphi = 0^\circ$, în fig.3, fiind reprezentați aceiași dinți în situația $\varphi \neq 0^\circ$ [2,3].

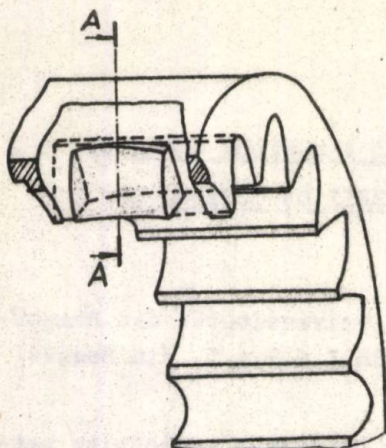


fig 2 a.

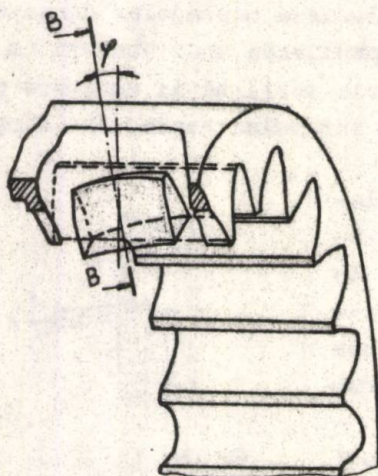
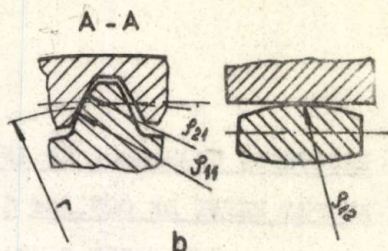
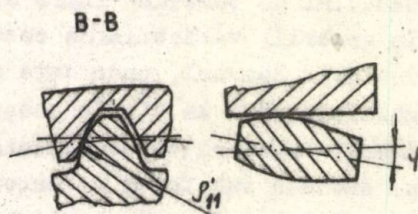


fig. 3 a



b

Se observă că pentru $\varphi=0$ razele de curbură ρ_{11} și ρ_{21} sînt apropiate ca valori, ceea ce justifică asimilarea contactului dinților cu contactul cilindru-plan. Această ipoteză este folosită în calculul de rezistență a cupla -



b

jelor dințate [1]. Pentru efectuarea unui calcul exact al suprafeței petei de contact și al valorii presiunii de contact, în funcție de unghiul φ , s-a elaborat un program de calcul, pe cal-

culatorul numeric, avînd la bază teoria contactului elastic a lui Hertz pentru suprafețe concav-convexe [5].

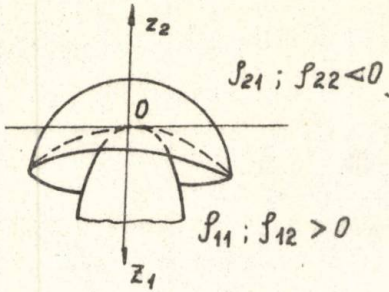
Considerînd problema contactului elastic al celor două corpuri (fig. 4), alegînd corespunzător axele de coordonate - se poate reduce problema contactului acestora la contactul elastic dintre o stantă rigidă paraboloidă și semispațiul elastic [4]. Ecuația integrală a problemei are forma:

$$\oint \frac{1}{2} \frac{x^2}{\rho_1} - \frac{1}{2} \frac{y^2}{\rho_2} = (\theta_1 + \theta_2) \iint_D \left[\frac{P(\xi, \eta)}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}} \right] dD, \quad (1)$$

unde: ξ, η sînt coordonatele domeniului de contact; $P(\xi, \eta)$ - presiunea într-un punct oarecare a domeniului de contact; $\theta_1 = \frac{1-\nu_1}{E_1}$;

$$\theta_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2}$$

; ν_1 ; ν_2 - coeficientul lui Poisson; E - modulul de elasticitate longitudinal; δ - deformația elastică cumulată a celor două corpuri.



$$\frac{1}{\rho_1} = H_1 + H_2 \sqrt{\Delta}; \frac{1}{\rho_2} = H_1 + H_2 + \sqrt{\Delta}; 2H_1 = \frac{1}{\rho_{11}} + \frac{1}{\rho_{12}};$$

$$2H_2 = \frac{1}{\rho_{21}} + \frac{1}{\rho_{22}}; \Delta = G_1^2 + G_2^2 + 2G_1 G_2 \cos 2\varphi;$$

$$2G_1 = \frac{1}{\rho_{12}} - \frac{1}{\rho_{11}}; 2G_2 = \frac{1}{\rho_{22}} - \frac{1}{\rho_{21}}.$$

Desfășurată ecuațiile de rezolvare a problemei, denumite ecuațiile lui

Fig. 4

Hertz au forma [5]:

$$\frac{3}{2} \frac{P}{a} K(k) = \frac{\delta}{\theta};$$

$$-\frac{3}{2} \frac{P}{ka^3} E'(k) = \frac{1}{2} \theta \rho_1;$$

$$\frac{3}{2} \frac{P}{ka^3} K'(k) = \frac{1}{2} \theta \rho_2; \quad (2)$$

în care: P este sarcina exterioară; $\theta = \theta_1 + \theta_2$; a - semiaxa mare a elipsei de contact; $K(k) = \int_0^{\pi/2} \frac{d\psi}{\sqrt{1-k^2 \sin^2 \psi}}$; - integrala eliptică completă de prima speță; $E(k) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1-k^2 \sin^2 \psi} d\psi$; - integrale eliptică completă de speța a doua; $K = \sqrt{1-h^2}$; - excentricitatea; $h = \frac{\rho_1}{\rho_2}$. Prin înlocuirea în (2) se ajunge la următoarele relații, pentru semiaxele elipsei de contact: $a = \sqrt[3]{\frac{3E(k)}{2(1-k^2)} \frac{\theta P}{H}}$;

$$b = a \sqrt{1-k^2};$$

$$P_{\max} = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi ab}; \quad (3)$$

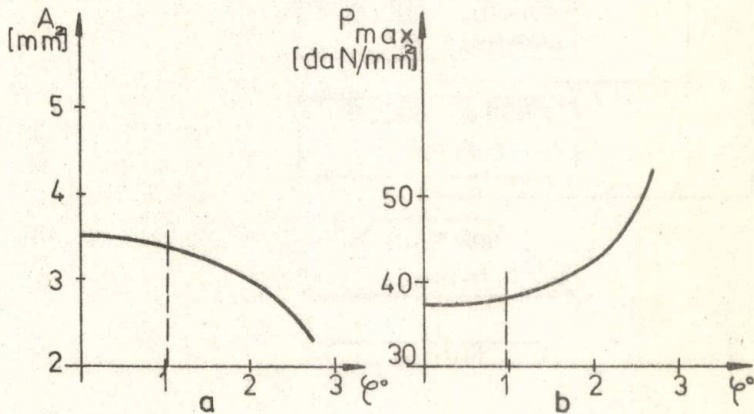


fig. 6

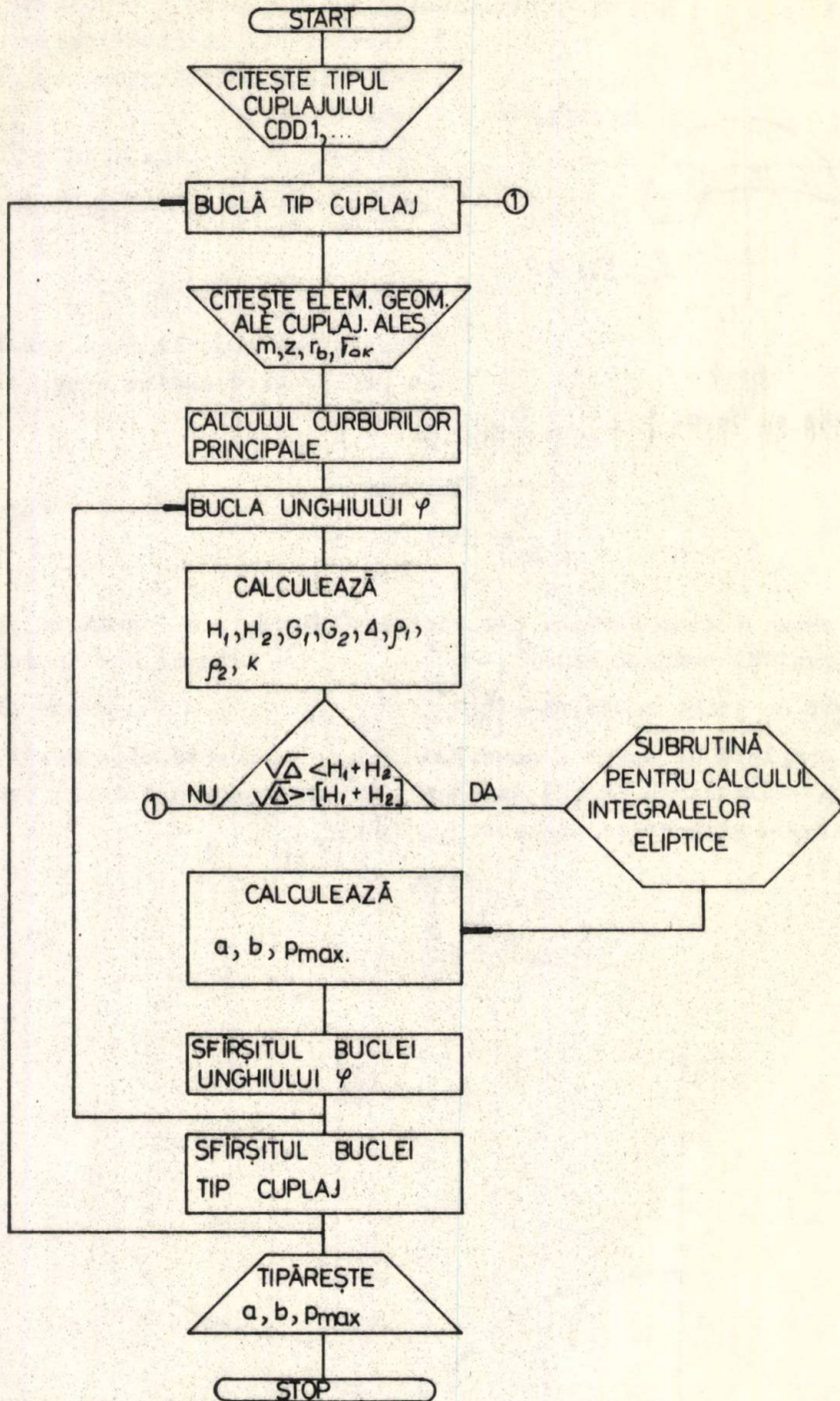


fig. 5

Relațiile (3) permit calculul petei de contact și a presiunii de contact. Schema logică, care a stat la baza programului de calcul este redată în fig.5. Folosind schema logică și programul de calcul și a presiunii de contact pe dinte, la cuplajul dințat CDD1 având următoarele caracteristici: $M_t=125$ daNm; $m=2,5$; $z=34$; $r_b=r$; în funcție de variația unghiului. Rezultatele calculelor sînt redată în diagramele din fig.6.a; 6.b.

Concluzii:

Analizînd diagramele din fig.6 a, 6 b se observă creșterea presiunii de contact, respectiv scăderea suprafeței petei de contact, cu creșterea unghiului φ .

Pentru valoarea unghiului $\varphi < 1^\circ$ aceste variații sînt reduse, crescînd mult pentru $\varphi > 1^\circ$.

Ca urmare se recomandă utilizarea cuplajelor dințate pentru compensări unghiulare de cel mult 1° , acest lucru ducînd la creșterea durabilității cuplajelor.

Bibliografie

- [1] BENKLER, H. Zur Auslegung bogenverzahnter Zahnkupplungen. In: Konstruktion 24 (1972).
- [2] LITVIN, F.L. Teoria zubceatih zaŭplenii. Izdatelivo nauka, Moskova, 1968.
- [3] B.S. POLIAKOV. Nagruzocinaia spasobnasti Zubceatih, mufti s Maciovobraznîmi zubiami în Trudi Leningradskova politehniciscova instituta umeni M.U. Kalinina, 1966.
- [4] PONOMARIOV, S.d. Calculul de rezistență în construcția de mașini, București 1964. Editura Tehnică.
- [5] SOLOMON, L. Elasticitate liniară. Introducere matematică în statica solidului elastic. Editura Academiei R.S.R. București 1969.

OLTEANU, F., RUSU, V.

INFLUENTA UNGHIULUI DE INCLINARE AL ARBORILOR CUPLATI
ASUPRA PETEI DE CONTACT SI A PRESIUNII DE CONTACT LA
CUPLAJELE DINTATE DUBLE

- Rezumat

In lucrare se stabilește metoda de calcul a petei de contact și a presiunii de contact pe dinte la cuplajele dinate dublu cu dinți bombați. De asemenea se determină variația acestora în funcție de unghiul de inclinare al arborilor.

EINFLUSS DES NEIGUNGSWINKELS DER GEKUPPELTEN WELLEN AUF
DEN KONTAKTFLECK UND DEN KONTAKTDRUCK AN DOPPELZAHNKUP-
PLUNGEN

Zusammenfassung -

In der Arbeit wird das Berechnungsverfahren des Kontaktfleckes und des Kontaktdruckes pro Zahn an Doppelzahnkupplungen mit Combierten Zähnen dargelegt. Derer vom Neigungswinkel der Wellen abhängigen Variatesn wird ebenfalls bestimmt.

SISTEMATIZAREA VARIANTELOR CONSTRUCTIVE ALE CUPLAJELOR

LIMITATIVE DE MOMENT

Ing. Gh. Moldovean, asistent la Universitatea din Braşov;

Ing. I. Achiriliaie, şef de lucrări la Universitatea din Braşov.

Cuplajele limitative de moment - denumite şi cuplaje de siguranţă - folosite pentru protecţia lanţurilor cinematice din care fac parte, împotriva suprasarcinilor, se întâlnesc într-o multitudine de variante constructive.

În literatura de specialitate [2...7] există o serie de clasificări tipologice a cuplajelor de siguranţă, fără să se elaboreze o sistematizare generală a acestor cuplaje care să permită analiza şi sinteza structurală a acestora.

Analizând construcţiile existente, autorii propun o sistematizare a variantelor constructive posibile, pe baza unor criterii constructive şi funcţionale, după cum urmează:

K₁ - criteriul continuităţii transmiterii momentului de torsiune, cuprinzînd: K₁₁ - cu întreruperea transmiterii momentului de torsiune; K₁₂ - cu întreruperea temporară a transmiterii (transmitere intermitentă) momentului de torsiune; K₁₃ - cu transmiterea continuă a momentului de torsiune;

K₂ - criteriul posibilităţii de reglare a momentului limită care poate fi transmis, cu: K₂₁ - cu reglarea momentului limită; K₂₂ - fără reglarea momentului limită;

K₃ - criteriul modului de transmitere a momentului de torsiune, cuprinzînd: K₃₁ - transmiterea momentului de torsiune prin frecare; K₃₂ - transmiterea momentului de torsiune prin forme conjugate a elementelor componente;

K₄ - criteriul felului contactului elementelor componente ale celor două semicuplaje care realizează transmiterea momentului de torsiune, cuprinzînd: K₄₁ - contact pe suprafaţă; K₄₂ - contact liniar; K₄₃ - contact punctiform.

Pe baza criteriilor de mai sus, numărul total de combinaţii, posibile teoretic, se obţine cu relaţia:

$$N = C_m^1 C_n^1 C_p^1 C_q^1 = mnpq = 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 3 = 36, \quad (1)$$

unde: m, n, p, q reprezintă numărul caracteristicilor principale din fiecare criteriu ($m=3, n=2, p=2, q=3$).

Pentru reprezentarea grafică a cuplajelor de siguranță se utilizează simbolizarea propusă în [1], unde, pe orizontală, fiecare nivel reprezintă câte un criteriu de sistematizare, iar fiecare caracteristică a cuplajului din cadrul fiecărui criteriu este simbolizată printr-un cerc, obținându-se, în acest fel, reprezentarea din fig.1.

Un anumit tip de cuplaj de siguranță se simbolizează prin asocierea caracteristicilor constructive corespunzătoare din fiecare criteriu. Acest lucru s-a reprezentat prin unirea simbolurilor corespunzătoare cu o linie dublă.

Astfel, în fig.1 este reprezentat cuplajul de siguranță cu fricțiune, cu discuri, cu următoarele caracteristici constructive și funcționale: transmiterea continuă a momentului de torsiune; posibilitatea reglării momentului limită; transmiterea momentului de torsiune prin frecare; contact pe suprafață între elementele componente ale celor două semicuple (discurile de fricțiune) care realizează transmiterea momentului de torsiune.

Combinățiile, posibile teoretic, rezultate pe baza criteriilor de mai sus sînt reprezentate grafic în fig.2, cuplajele de siguranță cunoscute [2...7] fiind notate prin hașurarea simbolului respectiv.

Din analiza cuplajelor de siguranță posibile teoretic și a cuplajelor de siguranță prezentate în literatura de specialitate [2...7], se constată următoarele:

Dintre cuplajele nerealizate practic se remarcă, în primul rînd, cuplajele de siguranță funcționînd cu frecare și ale căror elemente componente, care realizează transmiterea momentului de torsiune, au contact liniar sau punctiform. Acest lucru se explică prin faptul că aceste cuplaje transmit momente de torsiune mici, cu uzuri importante ale pieselor în contact.

O altă categorie de cuplaje de siguranță neîntîlnite în literatura de specialitate o constituie cuplajele de siguranță ce transmit continuu momentul de torsiune, fără însă a avea posibili-

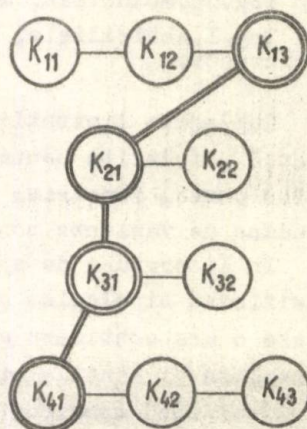


Fig. 1

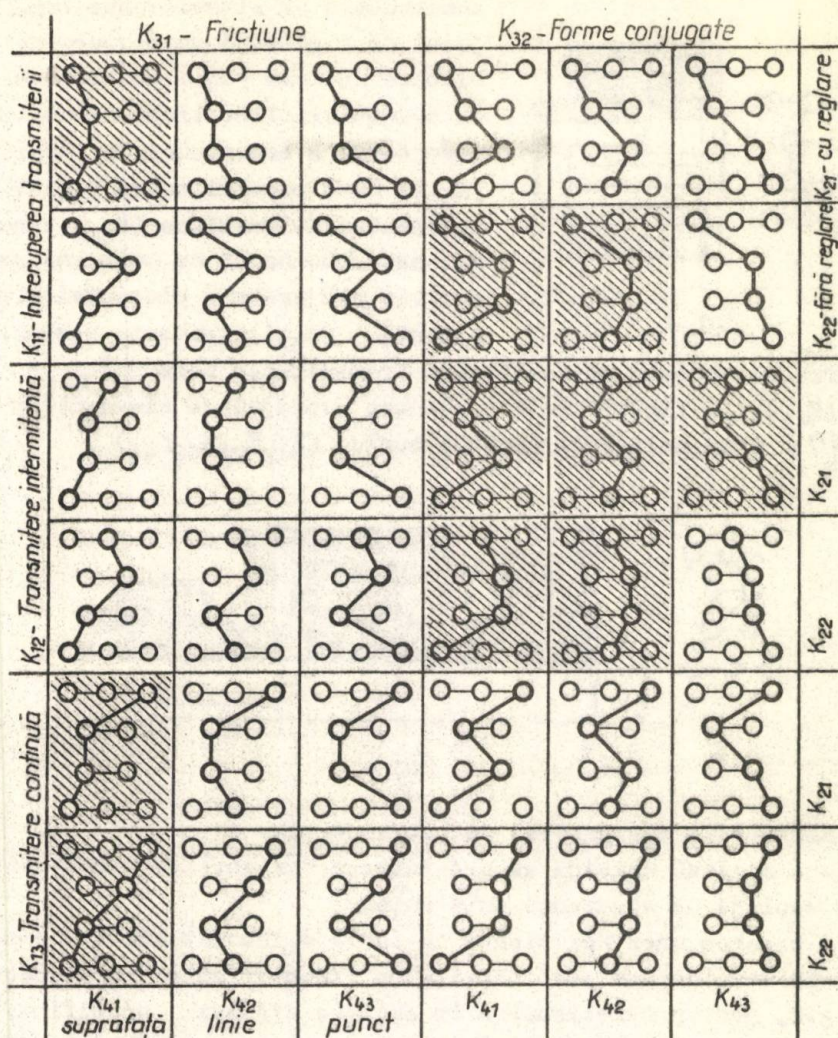


Fig. 2

tatea reglării acestuia. O explicație a lipsei acestor cuplaje este dată de faptul că prin uzura suprafețelor de contact și a obosirii în timp a materialului elementelor elastice, ce asigură contactul dintre piesele în frecare, momentul de torsiune transmis se micșorează față de valoarea sa inițială.

Cuplajele de siguranță existente într-o mare varietate constructivă sînt cuplajele de siguranță cu fricțiune cu contact pe suprafață și cele cu transmitere intermitentă a momentului de torsiune, cu contact pe suprafață, linie sau punctiform.

Spre exemplificare, în fig. 3, s-a reprezentat desenul de

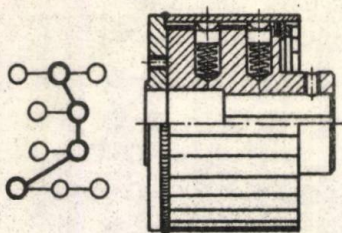


Fig. 3

ță între elementele ce realizează transmiterea momentului de torsiune (K_{41}); în fig.4 este reprezentat cuplajul de siguranță cu bile [7] și simbolizarea acestui cuplaj ($K_{12}K_{21}K_{32}K_{43}$).

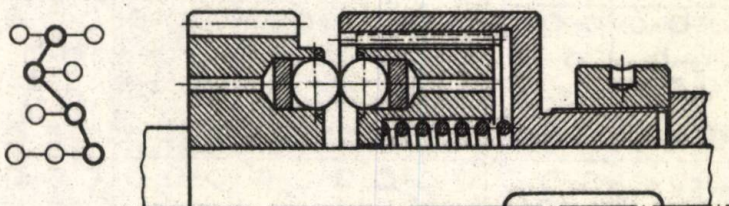


Fig. 4

Sistematizarea propusă de autori permite:

- o analiză critică asupra tuturor variantelor constructive de cuplaje de siguranță existente;
- crearea unor noi tipuri de cuplaje, inexistente în prezent, luând în considerare combinațiile de caracteristici prezentate în fig.2, pentru funcționarea în anumite situații specifice;
- alegerea unui tip de cuplaj de siguranță, din multitudinea construcțiilor existente, care să îndeplinească condițiile impuse de funcționarea lanțului cinematic din care va face parte.

Bibliografie

- [1] ACHIRILOAIE, I. și DRAGHICI, I. Sistematizarea variantelor constructive ale cuplajelor intermitente cu fricțiune, comandate. In: Comunicările sesiunii tehnico-științifice, Brăila, iulie, 1976, p.525 - 528.
- [2] BOLEK, A. ș.a. Hřidelové spojky. Praha, SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1967.

- [3] PAMPPEL, W. Kupplungen. Band I. Berlin, VEB Verlag technik, 1958.
- [4] POLIAKOV, V.A. și BARBAS, I.D. Mufti. Moscova, Maşghiz, 1964.
- [5] SCHALITZ, A. Kupplungs - Atlas. Ludwigsburg Würt., AGT - Verlag Georg Thum, 1969.
- [6] STUBNER, K. și RÜGGEN, W. Kupplungen (Einsatz und Berechnung). München, Carl Hanser Verlag, 1961.
- [7] TERPLAN, Z., NAGY, G. și HERCZEG, I. Különleges tengelykapcsolók. Budapest, Műszaki könyvkiadó, 1971.
- [8] JEAN WALTERSCHEID K.G., LOHMAR, R.F.G.

MOLDOVEAN, GH., ACHIRILOAIE, I.

SISTEMATIZAREA VARIANTELOR CONSTRUCTIVE ALE OUPLAJELOR

LIMITATIVE DE MOMENT

Rezumat

In lucrare se propune - pe baza unor criterii constructive și funcționale - o sistematizare a variantelor constructive ale cuplajelor de siguranță, ceea ce permite o analiză critică a cuplajelor de siguranță existente, precum și sinteza unor noi tipuri de cuplaje.

SYSTEMATISIERUNG DER KONSTRUKTIONSARIANTENDER MOMENT -

BEGRENZUNGSKUPPLUNGEN

Zusammenfassung

Im Beitrag wird - an Hand von konstruktiven und funktionalen Kriterien - eine Systematisierung der Konstruktionsvarianten der Sicherheitskupplungen vorgeschlagen, die eine kritische Analyse der existierenden Kupplungen, sowie die Synthese von neuen Kupplungsarten, ermöglicht.

Расчет объёмного напряженного и деформированного
состояния зубьев цилиндрических колес при изгибе

Брагин В.В., Хренов Е.И.

Ярославский политехнический институт

Зубья цилиндрических передач, вследствие переменной жесткости по линии контакта и возможных ошибок контакта, работают обычно в условиях объёмного напряженно-деформированного состояния. Знание деформаций и напряжений зубьев при изгибе необходимо для установления распределения усилий по контактным линиям и действительной нагрузочной способности зубчатых колес. Определение объёмного напряженно-деформированного состояния зубьев является довольно сложной задачей и может быть выполнено с применением приёмов и методов теории упругости.

В научной и технической литературе описывается определение напряжений и деформаций зубьев с использованием теории расчёта тонких пластин. Причём зубья моделируются консольными пластинами постоянной / 2,3 / или переменной / 1,4 / толщины, жестко закреплёнными по одному и свободными по другим краям. Поперечные сечения таких пластин по форме и размерам существенно отличаются от формы и размеров нормальных сечений зубьев. Кроме того, представление зубьев, имеющих малое значение отношения длины консоли к толщине, жестко зашечленными приводит при определении напряжений и деформаций к весьма большим погрешностям / 3 /. Поэтому результаты расчётов требуют последующего уточнения путём введения поправочных коэффи-

циентов, учитывающих действительные размеры и осадку материала у основания зубьев.

Нами сделан опыт определения объёмного деформированного и напряженного состояния зубьев с учётом упругой податливости материала у их оснований. Рассмотрен

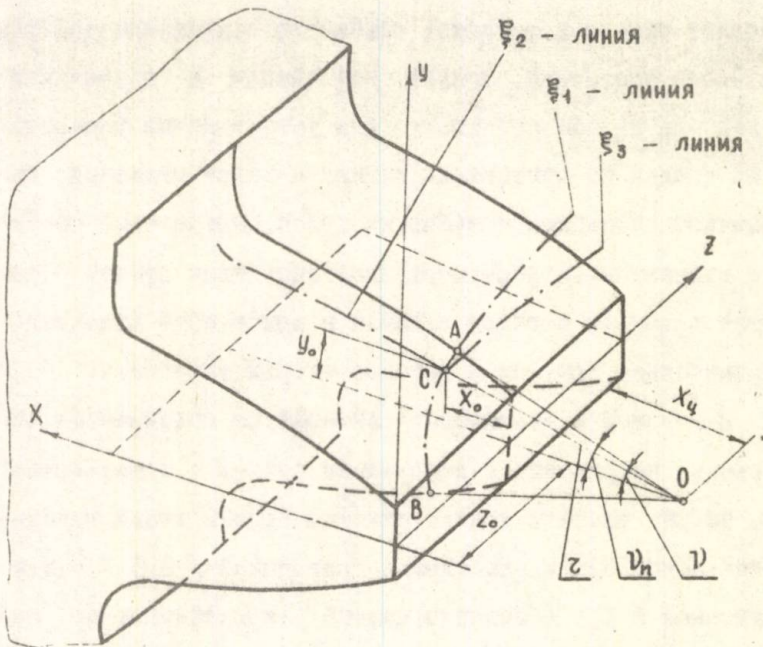


Рис. I. Геометрия криволинейных координат.

одиночный зуб цилиндрического колеса, имеющего сплошное тело в виде диска. Напряженно-деформированное состояние зуба характеризуется уравнениями теории упругости, записанными в криволинейной ортогональной системе координат ξ_i ($i = 1, 2, 3$). Координатные линии ξ_i (рис. I), названные нормализованными кривыми, представляют собой дуги окружностей или близкие к ним по величине радиусов кривизны. Кривые вто-

рого порядка. Указанные кривые пересекают срединную плоскость и рабочие поверхности зубьев под прямым углом. Координатные линии ξ_3 являются прямыми, параллельными линиям вершин зубьев. Координатные линии ξ_2 пересекают линии ξ_1 и ξ_3 под прямым углом.

Для составления геометрической модели напряженно-деформированного состояния зуба введена гипотеза о недеформируемости его элементов в виде нормализованных кривых / 5 /, подтвержденная экспериментами. На основе использования этой гипотезы из геометрических уравнений теории упругости получены соотношения между перемещениями w_i ($i = 2, 3$) точек вдоль координатных линий ξ_i ($i = 2, 3$) и прогибом срединной поверхности зуба w . Эти соотношения имеют вид:

$$w_2 = - \int_0^{\xi_1} \left(\frac{H_1}{H_2} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \xi_2} \left(\frac{w \cos \gamma}{H_1} \right) d\xi_1; \quad (1)$$

$$w_3 = - \int_0^{\xi_1} H_1 \frac{\partial (w \cos \gamma)}{\partial \xi_3} d\xi_1; \quad (2)$$

где: H_1, H_2 - коэффициенты Ляме;

γ - угол между срединной поверхностью зубьев и радиусом-вектором нормализованной кривой.

По известным значениям перемещений w_i ($i = 2, 3$) из уравнений статического равновесия и уравнений закона Гука / 6 / можно найти величины компонент напряжений и уравнение упругой срединной поверхности зуба с любым профилем в нормальном его сечении. При линейном изменении толщины зуба эти уравнения могут быть записаны так:

$$\sigma_{22} = - \frac{Er \sin \gamma}{1 - \mu^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right); \quad (3)$$

$$\sigma_{33} = - \frac{Er \sin \nu}{1 - \mu^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \right); \quad (4)$$

$$\sigma_{23} = \sigma_{32} = - \frac{Er \sin \nu}{1 + \mu} \frac{\partial^2 w}{\partial r \partial z}; \quad (5)$$

$$\sigma_{31} = \sigma_{13} = - \frac{Er}{1 - \mu^2} [\cos \nu - \cos \nu_n] \left[\frac{\partial}{\partial z} \nabla^2 w + \frac{2(1 - \mu)}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial z \partial r} \right]; \quad (6)$$

$$\sigma_{12} = \sigma_{21} = - \frac{Er}{1 - \mu^2} [\cos \nu - \cos \nu_n] \left[\frac{\partial}{\partial r} \nabla^2 w + \frac{2}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{2\mu}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right]; \quad (7)$$

$$\frac{Er^3}{1 - \mu^2} [\sin \nu_n - \nu_n \cos \nu_n] \left[\frac{6}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{6\mu}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \frac{6}{r} \frac{\partial}{\partial r} \nabla^2 w + \frac{2}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] = - \frac{q(r, z)}{2}; \quad (8)$$

где: μ , E - соответственно коэффициент Пуассона и модуль упругости материала зуба;

ν_n - предельное (на рабочей поверхности зуба) значение угла ν ;

r - радиус нормализованной кривой;

∇^2 - оператор Лапласа;

$q(r, z)$ - распределённая нагрузка, действующая на зуб;

σ_{ij} - компоненты тензора напряжений.

Граничные условия для свободных краёв зубьев, записанные в виде интенсивностей перерезывающих сил Q_2 , Q_3 изгибающих M_2 , M_3 , крутящих M_{23} , M_{32} моментов, а также приведённых сил V_2 , V_3 , определяются следующими уравнениями:

$$M_2 = \int_{-\nu_n}^{\nu_n} \sigma_{22} r^2 \sin \nu d\nu - \int_{-\nu_n}^{\nu_n} \sigma_{12} r^2 (1 - \cos \nu) d\nu = 0; \quad (9)$$

$$M_3 = \int_{-\nu_n}^{\nu_n} \sigma_{33} r^2 \sin \nu d\nu = 0; \quad (10)$$

$$Q_2 = \int_{-\nu_n}^{\nu_n} \sigma_{12} r \cos \nu d\nu + \int_{-\nu_n}^{\nu_n} \sigma_{22} r \sin \nu d\nu = 0; \quad (11)$$

$$Q_3 = \int_{-\nu_n}^{\nu_n} \sigma_{13} r \cos \nu d\nu + \int_{-\nu_n}^{\nu_n} \sigma_{23} r \sin \nu d\nu = 0; \quad (12)$$

$$M_{32} = \int_{-\gamma_n}^{\gamma_n} \sigma_{32} r^2 \sin \gamma d\gamma = 0; \quad (13)$$

$$M_{23} = \int_{-\gamma_n}^{\gamma_n} \sigma_{23} r^2 \sin \gamma d\gamma - \int_{-\gamma_n}^{\gamma_n} \sigma_{13} r^2 (1 - \cos \gamma) d\gamma = 0; \quad (14)$$

$$V_2 = Q_2 + \frac{\partial M_{32}}{\partial z} = 0; \quad (15)$$

$$V_3 = Q_3 + \frac{\partial M_{23}}{\partial r} = 0. \quad (16)$$

Для граничной поверхности зуба, образованной совокупностью линий ξ_1 , расположенных внутри области, ограниченной цилиндром впадин зубьев и торцовыми поверхностями зубчатого колеса, имеем:

$$w = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial r} = 0. \quad (17)$$

Путём выбора соответствующего положения линий ξ_1 могут быть удовлетворены условия (17) и учтена податливость материала тела зубчатого колеса.

Дифференциальное уравнение упругой поверхности зуба (8) совместно с уравнениями граничных условий (9 - 17), решены численным методом - методом сеток / 7 /.

Для этого указанные дифференциальные уравнения были представлены системой соответствующих линейных алгебраических уравнений в конечных разностях. Нахождение корней системы алгебраических уравнений производилось на электронно-вычислительной машине ЕС - 1020.

Расчётные значения относительных напряжений в точках поверхности у основания зубьев отличаются от относительных напряжений, найденных опытным путём не более, чем на 5%. Расхождение же абсолютных значений напряжений зависит как от размеров сетки, условно нанесенной на срединную поверхность зубьев при численном решении диффе-

ренциальных уравнений, так и от степени соответствия контура поперечного сечения рассчитываемой модели и профиля зуба. В качестве примера на рисунке 2 приведены перемещения w зуба колеса с числом зубьев $z = 39$, модулем $m = 30$ мм и шириной $b_w = 7$ м, нарезанного режущим инструментом с исходным контуром по ГОСТу 13755 - 68. Перемещения определены от сосредоточенных сил, приложенных в вершине на расстоянии 3,9 м от торца зуба колеса. Теоретические расчёты велись при шаге сетки, равном 0,45 м.

Материал модели зуба - органическое стекло марки ОНС. На рисунке 2 сплошными линиями показаны теоретические значения перемещений w точек линии вершины зуба (кривая 1) и точек линий, отстоящих от вершины на расстояниях 0,45 м (кривая 2) и 0,9 м (кривая 3). Опытные значения w показаны кружками.

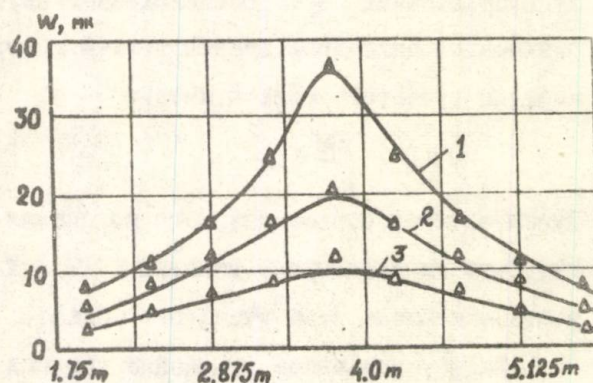


Рис. 2. График прогибов зуба от сосредоточенной нагрузки.

Приведённое решение задачи определения напряжений и деформаций зубьев в настоящее время используется при нахождении распределения нагрузки и напряжений в зависимости от вероятных погрешностей контакта зубьев, как прямозубых, так и косозубых цилиндрических колес.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Заблонский К.И. Жесткость зубчатых передач, "Техника", Киев, 1967 г.
- [2] Wellauer E.S., Seiceg A. Bending strength of gear teeth by cantilever-plate theory. Trans ASME Paper 59-A-50.
- [3] Kagawa Toshcyuku. Deflection and moment due to a concentrated edgoad on a cantilewerplate of finite length "Preceedings of the 11th Japan National congress for Appl. Mech." Tokyo, 1962.
- [4] Бунаков Д.Н., Ковальский Б.С. Напряжения изгиба в зубе прямозубого цилиндрического колеса, сб. "Детали машин", вып. 18, Киев, 1972 г.
- [5] Брагин В.В. Применение торомдальных аффинно-преобразованных координат при решении некоторых задач теории упругости, сб. "Машиноведение и детали машин", ЯПИ, Ярославль, 1975 г.
- [6] Лурье А.И. Теория упругости, "Наука", М., 1970 г.
- [7] Варвак П.М. Развитие и приложение метода сеток к расчёту пластинок, ч. 1, ч. 2, изд АН УССР, Киев, 1949, 1952 г.

BRAGHIN, V.V., HRENCU, E.I.

CALCULUL STARILOR SPATIALE, TENSIONALE SI DE DEFORMARE

ALE DINTILOR ROTILOR CILINDRICE, LA INCOVOIERE

Rezumat

Se determină starea spațială tensională și de deformare, ținând seama de elasticitatea materialului la baza dinților. Rezultatele sînt utile pentru determinarea distribuției sarcinii și a eforturilor în funcție de erorile probabile ale contactului dinților roților dințate cilindrice.

BERECHNUNG DER "RÄUMLICHEN SPANNUNGS UND VERFORMUNGSZUST"

DER "ZÄHNE VON ZYLINDRISCHEN ZAHNRÄDERN BEI BIEGUNG."

Zusammenfassung

Es werden die räumlichen Spannungs- und Verformungszustände des Zahnfusses unter Berücksichtigung der Elastizität der Werkstoffe bestimmt. Die Ergebnisse sind für die Bestimmung der Belastungs- und Spannungsverteilung in Abhängigkeit von den wahrscheinlichen Zahnkontaktfehlern bei zylindrischen Zahnräder nützlich.

CONTRIBUTII LA CALCULUL PUTERII NECESARE INTRETINERII
FILMULUI DE ULEI IN REAZEMELE DE CAPAT ALE GHIDAJELOR

HIDROSTATICE RECTILINII

Dr.ing. S. Vasii-Rosculeț, șef de lucrări la Universitatea
din Brașov

Pentru întreținerea filmului de ulei între cele două suprafețe de alunecare ale reazemelor de capăt, componente ale ghidajelor rectilinii, este necesară o anumită putere, a cărei valoare este dependentă de debitul de ulei ce trece prin reazem Q_c și de presiunea din degajare p_d , după relația [1] :

$$N_c = p_d Q_c \quad (1)$$

Exprimînd presiunea din degajare în funcție de capacitatea portantă a reazemului P_c , de coeficientul geometric adimensional de portanță $\bar{c}_{p_c}$ și de aria reazemului A_c [2] :

$$p_d = \frac{P_c}{\bar{c}_{p_c} \cdot A_c} \quad (2)$$

iar debitul în funcție de grosimea filmului de ulei h , de coeficientul viscozității dinamice η și de coeficientul geometric adimensional de debit $\bar{c}_{q_c}$ [3] :

$$Q_c = \frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{P_c}{A_c} \bar{c}_{q_c} \quad (3)$$

se obține pentru putere expresia:

$$N_c = \frac{\bar{c}_{q_c}}{\bar{c}_{p_c}} \left(\frac{P_c}{A_c} \right)^2 \frac{h^3}{\eta} \quad (4)$$

În relația (4) raportul coeficienților $\bar{c}_{q_c}$ și $\bar{c}_{p_c}$ definește un coeficient geometric de putere $\bar{c}_{n_c}$:

$$\bar{c}_{n_c} = \frac{\bar{c}_{q_c}}{\bar{c}_{p_c}} \quad (5)$$

iar puterea exprimată în funcție de acesta este :

$$N_c = \bar{c}_{n_c} \left(\frac{P_c}{A_c} \right)^2 \frac{h^3}{\eta} \quad (6)$$

Deși relația 6 se aseamănă, aparent, cu relația de calcul al puterii existentă în literatura de specialitate, în realitate acestea diferă considerabil prin expresia coeficientului $\bar{c}_{nc}$.

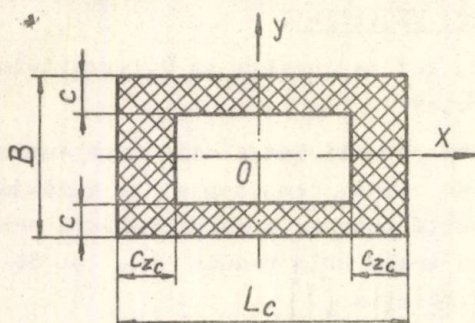


Fig.1

Astfel, în timp ce literatura de domeniu, dă doar o relație aproximativă pentru calculul coeficientului $\bar{c}_{nc}$ (aproximația ajungînd pînă la 35%), prezenta lucrare oferă o expresie exactă de calcul al acestui coeficient, bazată pe distribuția reală de presiunea pe suprafața de alunecare.

Obținut, așa cum s-a arătat, ca raport al coeficienților $\bar{c}_{qc}$ și $\bar{c}_{pc}$, a căror relații exacte de calcul au fost stabilite în lucrările [2], [3], coeficientul geometric adimensional de putere poate fi determinat cu precizie ridicată, întrucît în calcul se iau în considerare atît parametrii geometrici ai reazemeului, cît și repartitia reală a presiunii pe suprafața acestuia.

Rezultă astfel expresia coeficientului $\bar{c}_{nc}$:

$$\bar{c}_{nc} = \frac{\bar{c}_{qc}}{\bar{c}_{pc}} = \frac{A_c^2}{12} \cdot \frac{\left[\int_0^{\frac{L_c}{2} - c_{zc}} \frac{\partial f_c(x, y)}{\partial y} dx + \int_c^{\frac{B}{2} - c} \frac{\partial f_c(x, y)}{\partial x} dy \right]}{\left\{ (L_c - 2c_{zc})(B - 2c) + 4 \left[\int_{\frac{L_c}{2} - c_{zc}}^{\frac{L_c}{2}} \int_0^{\frac{B}{2} - c} f_c(x, y) dx dy + \int_0^{\frac{L_c}{2}} \int_{\frac{B}{2} - c}^{\frac{B}{2}} f_c(x, y) dx dy \right] \right\}^2} \quad (7)$$

în care L_c , B , c_{zc} și c reprezintă parametrii geometrici ai reazemului (conform figurii 1) iar $f_c(x, y)$ este o funcție adimensională care caracterizează presiunea într-un punct dat pe suprafața reazemului. Valoarea acestei funcții se poate determina cu exactitate fie prin calcul numeric, fie prin analogie electrică.

Relația (7) asigură, într-adevăr, determinarea exactă a coeficientului $\bar{c}_{nc}$, dar complexitatea ei îi face dificilă utilizarea în calculele obișnuite de proiectare. De aceea, pe baza acestei relații s-au trasat curbele de variație a coeficientului $\bar{c}_{nc}$, pentru întreg domeniul de proiectare a reazemelor de capăt, asigurînd

du-se astfel, cu ajutorul lor, calculul precis și rapid al puterii (cu relația 6) fără a fi necesare operațiuni matematice dificile.

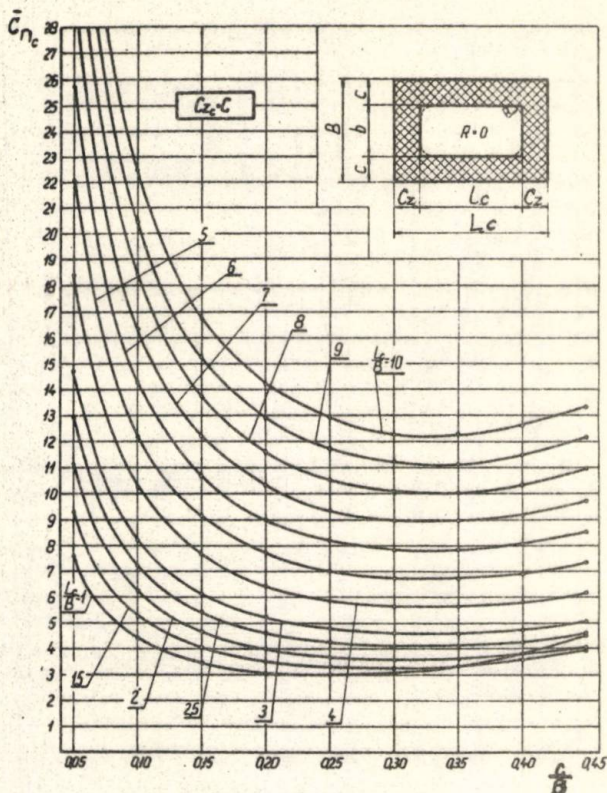


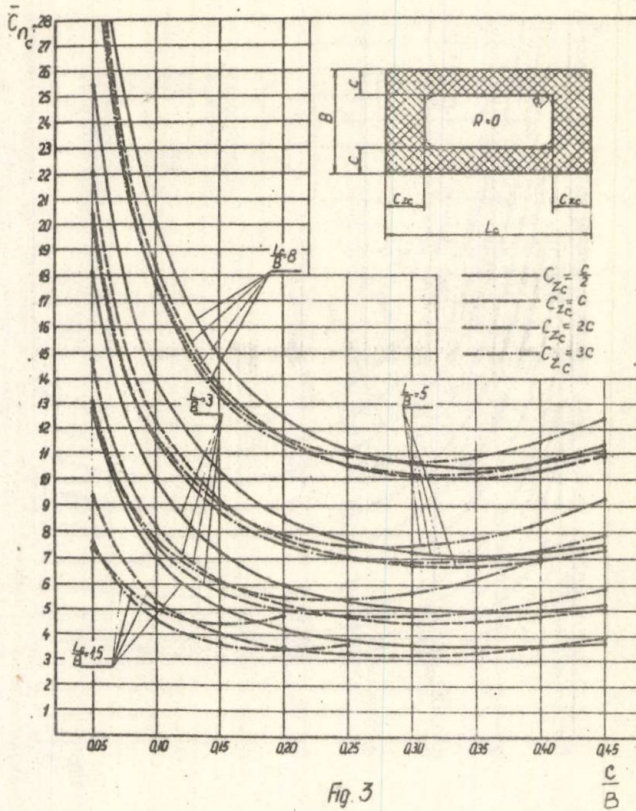
Fig.2

Dintre diagramele ridicate pentru reazemele de capăt, prezenta lucrare redă numai pe cea corespunzătoare reazemului cu prag constant $C_{zc}=C$, figura 2. Din această diagramă rezultă că puterea necesară întreținerii filmului de ulei, respectiv valoarea coeficientului $\bar{C}_{nc}$, scade cu cât lungimile reazemelor (rapoartele L_c/B) sînt mai mici.

În ceea ce privește variația coeficientului în funcție de lățimea pragului longitudinal (raportul c/B), se distinge un demeniu de minim, situat în intervalul $c/B = 0,3 \div 0,35$. Valorile raportului c/B aflate în stînga acestui interval determină modificări accentuate ale coeficientului $\bar{C}_{nc}$, în timp ce valorile din partea dreaptă au o influență relativ mică.

Dacă se examinează curbele de variație ale coeficienților

$\bar{c}_{qc}$ și $\bar{c}_{pc}$ corespunzătoare cazului $c_{zc}=c$ [2],[3], se constată că rezultatele obținute pentru coeficientul $\bar{c}_{nc}$ sînt firești.



Influența lățimii pragului transversal asupra valorii puterii este redată în figura 3. Schimbarea modului de variație a coeficienților $\bar{c}_{pc}$ și $\bar{c}_{qc}$ în funcție de lățimea pragurilor transversale [2] [3], determină diferențierea în consecință și a curbelor de variație a coeficientului $\bar{c}_{nc}$ în funcție de acest parametru. Se constată că punctul minim al curbelor se deplasează către valori din ce în ce mai mici ale raportului c/B , odată cu creșterea lățimii pragului transversal. De asemenea se observă că coeficienții $\bar{c}_{nc}$ nu scad în mod ordonat pe măsura creșterii pragului transversal c_{zc} , ci curbele se intersectează în zone cu atât mai apropiate de ordonată cu cât reazemele sînt mai scurte. Ca urmare, în domeniul raportelor c/B mari, coeficienții $\bar{c}_{nc}$ corespunzători pragurilor transversale maxime depășesc în valoare pe cei aferenți praguri-

lor cu lăţimi mai mici. Această situaţie denotă posibilitatea stabilirii unor domenii optime privind alegerea parametrilor constructivi.

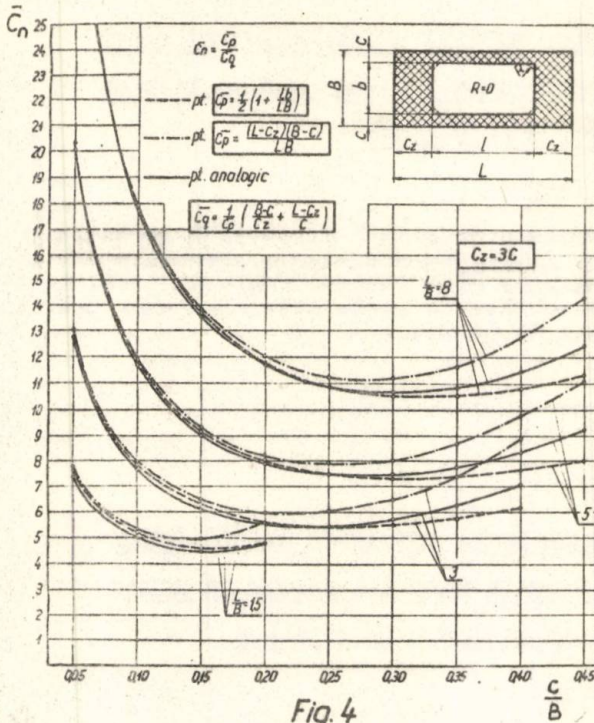


Fig. 4

de proiectare, valorile lor accentuându-se în special în domeniul reazemelor cu praguri longitudinale late.

Bibliografie

- [1] Rippel, H.C., Design of hydrostatic bearing. Basic concepts and pad design. In: Mach. Design. 35, 1963, nr. 18, p. 25 - 29.
- [2] Vasii, S. Contribuţii la stabilirea variaţiei presiunii în reazemele hidrostatice dreptunghiulare plane. In: Buletinul Universităţii din Braşov, Seria A, vol. XV, 1973, p. 18 - 22.
- [3] Vasii, S., Determinarea debitului în reazemele de capăt ale ghidajelor hidrostatice rectilinii. In Buletinul Universităţii din Braşov, vol. XVII, Seria A, 1976, p.15 - 20.

Pentru punerea în evidenţă a erorilor introduse în calculul puterii prin folosirea metodelor aproximative, în figura 4 s-au prezentat comparativ curbele obţinute pentru coeficientul $\bar{C}_{nc}$ determinat pe baza datelor obţinute prin analogie electrică (linie continuă), şi cel calculat cu ajutorul metodelor aproximative, a căror relaţii de calcul sînt precizate în diagramă (linie întreruptă şi linie punct). Se semnalează abateri pe întreg intervalul

S. VASII-ROSCULET

CONTRIBUTII LA CALCULUL PUTERII NECESARE INTRETINERII
FILMULUI DE ULEI IN REAZEMELE DE CAPAT ALE GHIDAJELOR
HIDRISTATICE RECTILINII

Rezumat

Lucrarea stabilește relația de calcul al puterii necesare întreținerii filmului de ulei între suprafețele de alunecare ale cuplului de ghidare în accepțiunea distribuției reale de presiune în film. Se prezintă diagrame cu care se poate determina ușor coeficientul geometric adimensional de putere.

CONTRIBUTIONS AU CALCUL DE LA PUISSANCE NÉCESSAIRE A
L'ENTRETIEN DU FILM D'HUILE DANS LES APPUIS DE BOUT
DES GUIDAGES HYDROSTATIQUES RECTILIGNES

Résumé

L'ouvrage établit la relation de calcul de la puissance nécessaire à entretenir le film d'huile entre les surfaces de glissement du couple de guidage, dans l'acception de la distribution réelle de pression en film. On présente également le diagramme à l'aide duquel on détermine facilement le coefficient géométrique adimensionnel de puissance.

METODA PENTRU DETERMINAREA VITEZEI OPTIME DE CURGERE A
LICHIDULUI PRIN RADIATOR UTILIZIND STUDIAREA PROCESELOR
ENERGETICE IREVERSIBILE

Dr.ing. V. Hoffmann, profesor emerit;
Dr.ing. N. Veștemeanu, conferențiar;
Dr.ing.M. Mureșan, șef de lucrări;
Ing. N. Serbănciu, șef de lucrări;
Ing. O. Crăciun, șef de lucrări;
Ing. D. Fetcu, asistent.

Universitatea din Brașov.

Literatura de specialitate [1],[2] utilizează tot mai frecvent ca metodă de optimizare a proceselor energetice, studiul pierderilor prin ireversibilitate. În acest sens lucrarea de față, își propune determinarea vitezei optime de curgere a lichidului prin radiatoarele autovehiculelor, cu exemplificare la radiatorul autocamionului ROMAN DIESEL - 215 C.P.

Pierderile prin ireversibilitate care apar în acest caz provin din: pierderile hidraulice la curgerea lichidului prin radiator, pierderi energetice prin schimbul de căldură la diferențe de temperaturi finite și pierderile aerodinamice la trecerea aerului prin radiator.

Creșterea entropiei la curgerea lichidului prin radiator provine din însumarea variației de entropie, datorită pierderilor liniare prin țevile radiatorului ΔS_{1a} și cea corespunzătoare pierderilor hidraulice locale, la intrarea și ieșirea din radiator ΔS_{1b} .

Variația elementară a entropiei din cauza frecării la curgerea prin țevile radiatorului $d\dot{S}_{1a}$ este:

$$d\dot{S}_{1a} = \frac{\dot{m}_1}{T} dl_{1a}, \quad (1)$$

unde:

$\dot{m}_1$ - debitul masic al lichidului;

dl_{1a} - energia specifică elementară disipată prin lucrul mecanic de frecare;

T - temperatura lichidului.

Aceste mărimi pot fi calculate, pentru un element de lungime dx , aflat la distanța x de intrarea lichidului în țevile radiatorului, cu următoarele relații:

$$\dot{m}_1 = \frac{\pi d^2}{4} \rho_1 w_1 N, \quad (2)$$

în care:

d - diametrul unei țevi;

ρ_1 - masa specifică a lichidului;

w_1 - viteza lichidului la curgerea prin țevi;

N - numărul de țevi.

$$d l_{1a} = \frac{1}{\rho_1} dp_a = \frac{1}{2} \lambda_f w_1^2 N \frac{dx}{d}. \quad (3)$$

Coefficientul de pierderi liniare, λ_f , se determină cu relația lui Blasius:

$$\lambda_f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{0,3164 \cdot \nu_1^{0,25}}{w_1^{0,25} \cdot d^{0,25}}, \quad (4)$$

ν_1 fiind viscozitatea cinematică a lichidului.

Temperatura lichidului la distanța x este:

$$T = T_0 + (T_2 - T_0) \frac{x}{\dot{m}_1 R_1 c_{p2}}, \quad (5)$$

unde:

T_0 - temperatura lichidului la intrarea în radiator;

T_2 - temperatura aerului la intrarea în radiator;

c_{p2} - căldura specifică medie, la presiune constantă, a aerului;

R_1 - rezistența termică a cărei valoare aproximativă este:

$$R_1 = \frac{1}{\pi d} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right). \quad (6)$$

Coefficienții de schimb de căldură prin convecție α_1 și α_2 se determină cu relațiile cunoscute:

$$\alpha_1 = 0,021 \frac{\lambda_1}{d} \left(\frac{w_1 \cdot d}{\nu_1} \right)^{0,8} \cdot \frac{Pr_1^{0,68}}{Pr_p^{0,25}}, \quad (7)$$

respectiv

$$\alpha_2 = 0,22 \frac{\lambda_2}{d} \left(\frac{w_2 \cdot d}{\nu_2} \right)^{0,62}, \quad (8)$$

in care:

λ_1, λ_2 - coeficienții de conducție termică a apei, respectiv a aerului;

ν_2 - viscozitatea cinematică a aerului;

w_2 - viteza aerului;

Pr_1, Pr_p - invariantul Prantl calculat la temperatura lichidului și a peretelui.

Intre vitezele w_1 și w_2 se poate scrie relația:

$$w_2 = K_1 w_1, \quad (9)$$

K_1 fiind coeficient de proporționalitate.

Tinând seama de relațiile (2), (3), (4), (5), (6), (7), (8), (9), și integrând pentru lungimea l a țevilor radiatorului, relația (1) devine:

$$\Delta \dot{S}_{1a} = (A w_1^{2,95} + B w_1^{3,13}) \ln \left(1 + \frac{C}{D w_1^{0,2} + E w_1^{0,38}} \right), \quad (10)$$

unde: A, B, C, D și E sînt constante obținute după efectuarea calculelor și gruparea termenilor, caracteristice fiecărui tip de autovehicul.

Componenta ΔS_{1b} , corespunzătoare pierderilor hidraulice locale se calculează cu formula:

$$\Delta \dot{S}_{1b} = \frac{1}{\rho_1} m_1 \left(\frac{1}{T_0} \xi_i \rho_1 \frac{w_{1i}^2}{2} + \frac{1}{T_e} \xi_e \rho_1 \frac{w_{1e}^2}{2} \right), \quad (11)$$

in care:

ξ_i, ξ_e - coeficienții pierderilor hidraulice locale la intrarea și ieșirea din fascicolul de țevi a radiatorului.

w_{1i}, w_{1e} - vitezele lichidului la intrarea și ieșirea din radiator. Ele pot fi exprimate ca funcții de viteza w_1 , prin intermediul constantelor K_2 și K_3 , cu relațiile:

$$\begin{aligned} w_{1i} &= K_2 w_1; \\ w_{1e} &= K_3 w_1. \end{aligned} \quad (12)$$

T_e - temperatura lichidului la ieșirea din radiator exprimată prin relația:

$$T_e = T_0 + (T_2 - T_0) \frac{1}{\dot{m}_1 R_1 c_{p2}} \quad (13)$$

Introducînd în relația (11) formulele (12) și (13), se obține după efectuarea calculelor:

$$\Delta \dot{S}_{1b} = F W_1^3 + \frac{G W_1^{0,2} + H W_1^{0,38}}{I W_1^{0,2} + J W_1^{0,38} + 0,25 C} \quad (14)$$

în care: F, G, H, I, J - constante obținute din calculele efectuate.

2. Schimbul de căldură la diferențe finite de temperatură produce o variație ireversibilă de entropie:

$$d \dot{S}_2 = d \dot{Q} \left(\frac{1}{T_p} - \frac{1}{T'} \right), \quad (15)$$

unde:

$d \dot{Q}$ - fluxul elementar de căldură cedat aerului;

T_p - temperatura peretelui radiatorului;

T' - temperatura aerului la distanța x.

Pentru lungimea dx de conductă fluxul elementar de căldură este:

$$d \dot{Q} = \tilde{\pi} \cdot d \cdot \alpha_2 (T_p - T') dx \quad (16)$$

Înlocuind (16) în (15) și integrînd pentru lungimea l a conductei se obține:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{S}_2 = & (L W_1^{0,82} + M W_1) \ln \left(1 + \frac{C}{D W_1^{0,2} + E W_1^{0,38}} \right) + \\ & + P + \frac{1}{R W_1^{0,2} + U W_1^{0,38}}, \end{aligned} \quad (17)$$

în care: L, M, P, R, U - constante.

3. Variația de entropie datorită pierderilor aerodinamice este:

$$\Delta \dot{S}_3 = \dot{m}_2 l_3 \frac{1}{T_m}, \quad (18)$$

unde:

$\dot{m}_2$ - debitul masic al aerului;

l_3 - energia disipată sub formă de lucru mecanic;

T_m - temperatura medie a aerului.

Aceste mărimi se calculează cu:

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot S \cdot W_2, \quad (19)$$

S fiind secțiunea de trecere a aerului prin radiator;

$$l_3 = \frac{1}{\rho_2} K_4 \cdot \xi_R \cdot \rho_2 \cdot \frac{W_2^2}{2}, \quad (20)$$

în care:

K_4 - coeficient care ține seama de pierderile aerodinamice în mască și restul traseului aerului;

ξ_R - coeficient al pierderilor aerodinamice la trecerea aerului prin radiator.

$$T_m' = T_2 + \frac{T_0 - T_2}{2} \cdot \frac{1}{\dot{m}_1 R_1 c_{p2}}. \quad (21)$$

După înlocuiri și efectuarea calculelor se obține:

$$\Delta \dot{S}_3 = \frac{V W_1^{3,2} + X W_1^{3,38}}{Y W_1^{0,2} + Z W_1^{0,38} + 0,25 C}, \quad (22)$$

unde: V, X, Y, Z - constante.

4. Variația totală de entropie va fi:

$$\Delta \dot{S}_t = \Delta \dot{S}_1 + \Delta \dot{S}_2 + \Delta \dot{S}_3. \quad (23)$$

Viteza optimă a lichidului W_1 este determinată de valoarea minimă a funcției $\Delta \dot{S}_t = f(W_1)$ ceea ce reprezintă valoarea minimă a energiei pierdute datorită ireversibilității.

5. În continuare s-a aplicat această metodă la radiatorul care echipază autocamionul ROMAN DIESEL - 215 CP.

Pentru efectuarea calculelor s-au extras din literatura de specialitate caracteristicile fizice ale celor două fluide de lucru, (lichidul de răcire și respectiv aerul) ținând seama de condițiile de temperatură și presiune la care funcționează radiatorul.

Celelalte date de calcul caracteristice autocamionului ROMAN DIESEL - 215 CP se găsesc în tabela 1.

TABELUL 1

Nr. crt.	Denumirea mărimii	Simbolul	Unitate de măsură	Valoarea
1.	Numărul de țevi	N	-	195
2.	Diametrul țevii	d	mm	5,3
3.	Lungimea țevelor	l	m	0,56
4.	Secțiunea de trecere a aerului	S	m ²	0,392
5.	Coeficient de proporționalitate	K ₁	-	23
6.	Coeficient de proporționalitate	K ₂	-	2,68
7.	Coeficient de proporționalitate	K ₃	-	1,79
8.	Coeficient de pierderi aerodinamice.	K ₄	-	1,5
9.	Coeficient de pierderi hidraulice la intrarea în radiator.	ξ_1	-	1,0
10.	Coeficient de pierderi hidraulice la ieșirea din radiator.	h _e	-	0,75
11.	Coeficient de pierderi aerodinamice prin radiator.	ξ_R	-	0,86
12.	Viteza aerului	W ₂	m/s	18

Cu aceste date s-au obținut următoarele valori pentru constantele din partea teoretică a lucrării:

A = - 1401 ;	L = 0,1038 ;
B = - 38.878 ;	M = 543 ;
C = - 116,48 ;	P = 0,64 ;
D = 47.328 ;	R = 7,691 ;
E = 131.423 ;	U = 40.257 ;
F = 0,0417 ;	V = 429.464 ;
G = 165,1 ;	X = 11.907.827 ;
H = 4584 ;	Y = 6.812 ;
I = 11845 ;	Z = 1.192.214 ;
J = 343930 ;	

În aceste condiții funcția $\dot{S}_t = f(W_1)$ este determinată, iar reprezentarea ei grafică se poate urmări în fig.1.

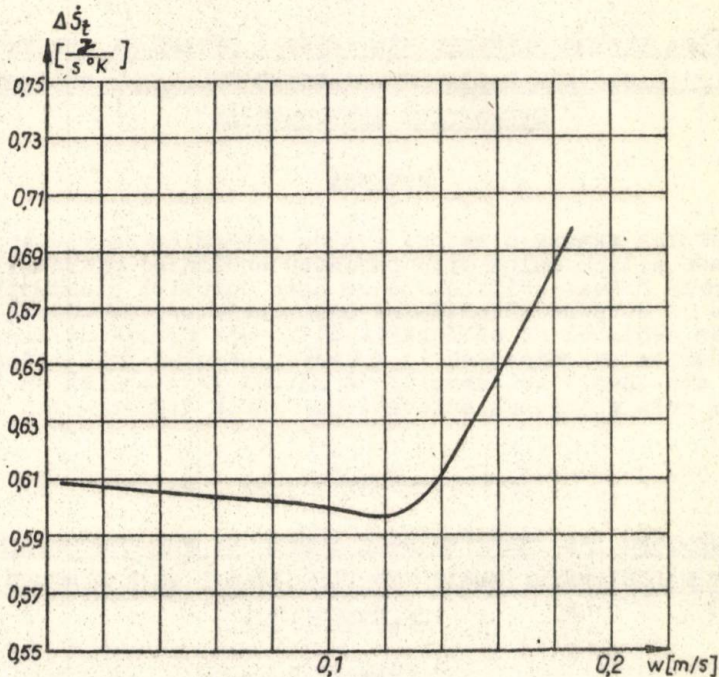


Fig.1.

Se observă că funcția amintită prezintă un minim la viteza lichidului $W_1 \approx 0,12$ m/s, valoare la care pierderile datorită ireversibilității sînt minime pentru radiatorul care echipază autocamionul ROMAN DIESEL - 215 JP.

Această valoare este prea mică pentru funcționarea în condiții normale a radiatorului. Pentru a ridica valoarea vitezei W_1 de curgere a lichidului prin radiator pînă la valori existente în exploatare se recurge la măsuri constructive menite să modifice corespunzător coeficienții K_1 , K_2 și K_3 .

Bibliografie

- [1] RADCENCO, V. Criterii de optimizare a proceselor termice. Editura tehnică, București, 1977.
- [2] FRANKE, U. - Energetische Optimierung von Oberflächenwärme-austauschern Brennst. Int Wärme - Kraft, 27 (1975) Nr.7, p. 297-300.
- [3] BABICEV, B.Z., Radiatory dlya avtomobilej, Magghiz 1951.

HOFFMANN, V., VESTEMEANU, N., MURESAN, M., SERBANOIU, N.,
GRACIUN, O., FETCU, D.

METODA PENTRU DETERMINAREA VITEZEI OPTIME DE CURGERE A
LICHIDULUI PRIN RADIATOR UTILIZIND STUDIAREA PROCESELOR
ENERGETICE IREVERSIBILE

Rezumat

Lucrarea expune o metodă pentru determinarea vitezei optime de curgere a lichidului prin radiator analizând pierderile energetice prin ireversibilitate care apar datorită pierderilor hidraulice la curgerea lichidului prin radiator, pierderile energetice prin schimbul de căldură la diferențe finite de temperatură și pierderile aerodinamice la trecerea aerului prin radiator.

În continuare se exemplifică metoda prin aplicarea ei la radiatorul care echipază autocamionul ROMAN DIESEL - 215 C.P.

ANWENDUNG DER IRREVERSIBLEN PROZESSEN FÜR DIE BESTIMMUNG
OPTIMALGESCHWINDIGKEIT DER FLÜSSIGKEIT BEIM STRÖMEN DURCH
ZELLENKÜHLER.

Zusammenfassung

Die Arbeit enthält eine Methode für die Bestimmung der Optimalgeschwindigkeit der Flüssigkeiten beim Strömen durch Zellenkühler, ausgehend von der Energie entwertung durch Irreversibilitäten. Es werden die hydraulischen Verluste, die Verluste die durch den Wärmeübergang bei endlichen Temperaturdifferenzen und die Aerodynamischen Verluste bewertet. Als Beispiel wurde der Zellenkühler des ROMAN DIESEL Lastkraftwagen 215 PS gewählt.

STUDIUL HIDRAULIC AL CONVECTORADIATOARELOR TIP PANOU
PRIN MASURAREA DEBITELOR CU AJUTORUL METODEI ECRANULUI CHIMIC

Ing. Gavril Turzo, șef de lucrări;
Ing. Ștan Fota, șef de lucrări (asociat);
Dr.ing. Victor Benche, conferențiar;
Ion Herberth, tehnician.
Universitatea din Brașov.

1. Scopul lucrării

Practica exploatării instalațiilor de încălzire din clădiri a scos în evidență faptul că la unele ramuri ce alimentează corpuri de încălzire statice funcționând cu agent termic apă, cu ecart mare de temperatură ($150^{\circ}/70^{\circ}\text{C}$ sau $130^{\circ}/70^{\circ}\text{C}$), temperatura returului este mult mai mare decât cea cerută de rețeaua de alimentare centralizată, ceea ce este neeconomic. Aceasta este o consecință a dereglajului hidraulic existent în instalație datorită absenței mijloacelor de echilibrare corespunzătoare, ceea ce face să nu se asigure debitul de apă proiectat, precum și necunoașterii cu suficientă exactitate a rezistențelor hidraulice pe fiecare circuit, în special în cazul noilor tipuri de corpuri de încălzire.

Diagramele de pierderi hidraulice prezentate de producător pentru corpurile de încălzire ușoare convectoradiante tip panou, recent asimilate, nu acoperă întreaga gamă de debite posibile. Studiul experimental, realizat la solicitarea ICIM- Brașov, conduce la obținerea caracteristicilor hidraulice necesare pentru o corectă proiectare și reglare în exploatare a acestor sisteme de încălzire.

2. Cercetări experimentale

Au fost supuse încercărilor experimentale două variante de panouri convectoradiante cu derivație, prezentate în fig.1: în cazul (a) distribuția debitului de bază G_0 pe cele două ramuri, a derivației (G_d) și a corpului de încălzire ($G_0 - G_d$), când robinetul de reglaj R_r este complet deschis, se realizează printr-o

execuție specială a nodurilor A și B; în cazul (b) - cu ajutorul elementului de reglare ER montat pe derivație. În fig.1, a și b sînt notate și pozițiile prizelor statice de presiune 1... 7, iar în fig.1, c este figurată bateria de piezometre diferențiale diferite inclinabile, construită în acest scop, care servește la determinarea diferențelor (căderilor) de presiune între prize.

În scopul măsurării debitelor de apă foarte mici, G_o și G_d , fără ca instrumentul folosit să introducă rezistențe hidraulice care să perturbe funcționarea normală a radiatoarelor (utilizarea instrumentelor convenționale - sonda de presiune, diafragma, ajutajul de măsură ș.a. - s-a dovedit inadmisibilă), s-a optat pentru metoda ecranului chimic. Această metodă a fost utilizată pentru prima dată de către autori în studiul hidraulicii covektoradiatoarelor și este inedită chiar în măsurarea debitelor foarte mici prin conducte și rețele sub presiune.

S-a elaborat o schemă originală de măsurare a debitelor mici de lichide prin conducte forțate prin metoda ecranului chimic, prezentată în fig.2. Sondele folosite, construite în mod special, sînt approximate prin rezistențele R_3 , reprezentînd cîte o latură a unei punți Wheatstone. Echilibrarea punților se realizează cu ajutorul potențioametrelor P. Injectînd în curentul de apă, în amonte de perechea de sonde, o soluție saturată de clorură de sodiu, trecerea acesteia este marcată prin semnale electrice (dezechilibrări succesive ale celor două punți ale sondelor), înregistrate de un oscilograf. În scopul măsurării simultane a debitelor G_o și G_d au fost folosite două perechi de sonde, etalonate în prealabil. S-a măsurat intervalul de timp Δt dintre două perturbații succesive [4].

3. Rezultatele lucrării

În fig.3 sînt reprezentate curbele pierderilor de presiune $[mm H_2O]$ pentru panoul din fig.1, a: căderea de presiune în radiator Δp_R , măsurată între prizele 2 și 4 și pe ansamblul corpului de încălzire (o bucată) Δp_B , măsurată între prizele (noduri) 1 și 5, iar în fig.4 sînt reprezentate pierderile de presiune pentru panoul din fig.1, b: Δp_R , măsurată între 2' și 6', Δp_B măsurată între 1' și 7' și căderea pe elementul de reglare Δp_{ER} , măsurată între 3' și 4'. Curbele sînt parametrice, $\frac{G_d}{G_o} \in [0,3; 0,9]$.

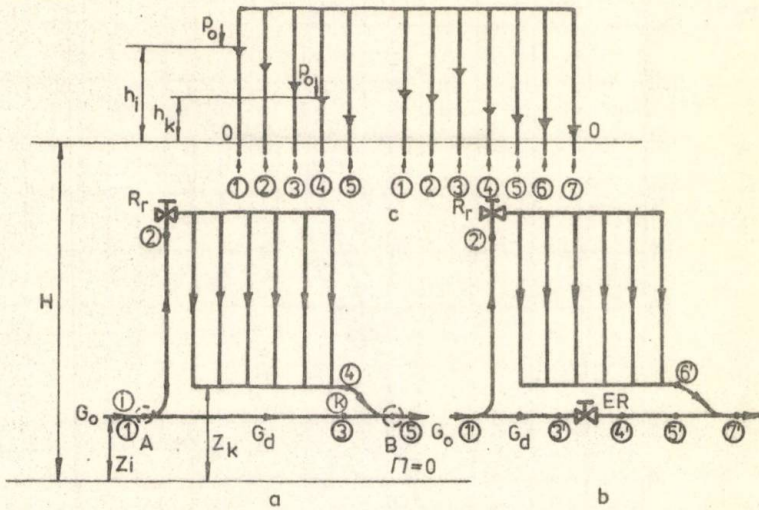


Fig. 1

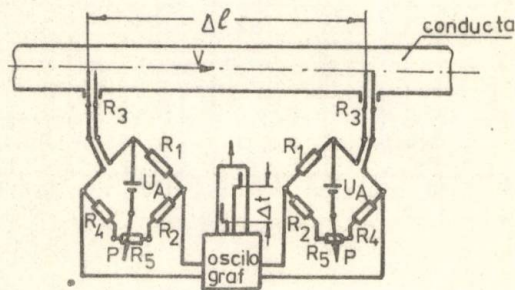
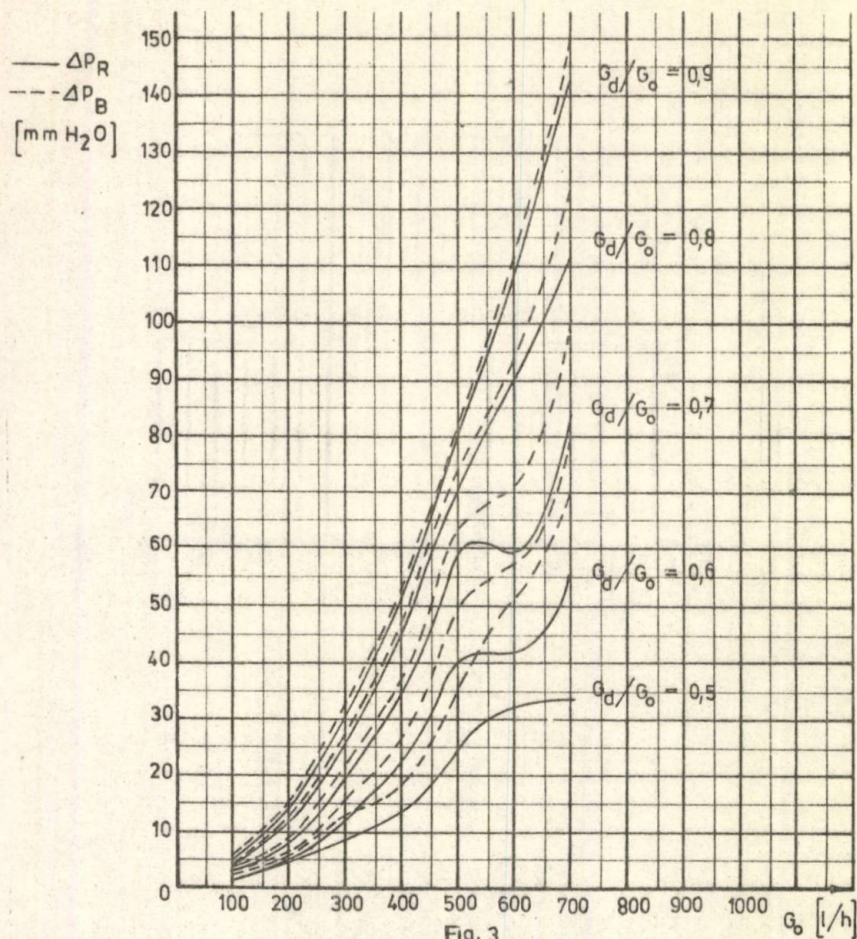


Fig. 2

4. Concluzii

Curbele obținute, prezentate în fig.3 și 4, sînt utile pentru proiectarea sistemelor de încălzire monotubulare, furnizînd date exacte cu privire la pierderile de sarcină în convector radiatorul tip panou, în derivație, în buclă și în elementul de reglare, pentru diverse debite de apă, precum și în exploatare, la reglarea instalației.



Metoda ecranului chimic adaptată măsurărilor de debite mici în conducte sub presiune, utilizată în laborator, poate fi extinsă în sensul folosirii ei în cadrul instalațiilor de încălzire ce urmează a fi puse în funcțiune, fiind de mare precizie, relativ simplă și cu aparatură ușor transportabilă, ceea ce este important, deoarece în prezent reglarea instalațiilor nu se face în mod corespunzător și din cauza lipsei unor aparate adecvate.

Bibliografie

- [1] BARGLAZAN, A. ANTON, I. ANTON, V. PREDA, I. Incercările maginilor hidraulice și pneumatice. Editura tehnică, București, 1959.

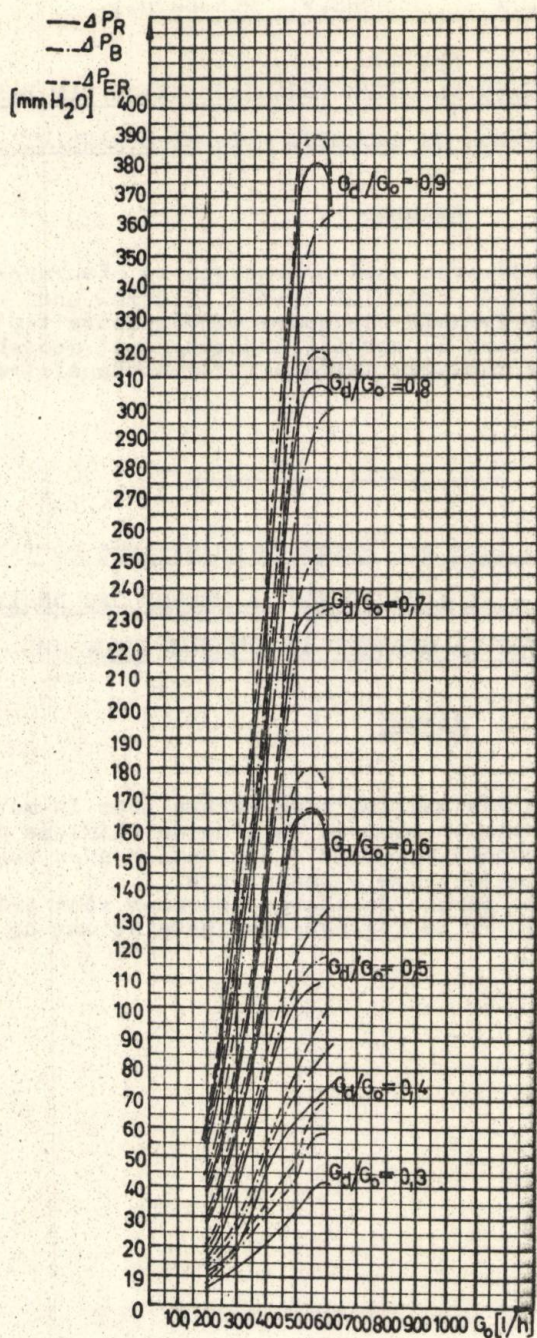


Fig. 4

TURZO, G., FOTA, S., BENCHE, V., HERBERTH, I.

STUDIUL HIDRAULIC AL CONVECTORALIATOARELOR TIP PANOU PRIN
MASURAREA DEBITEI OR CU AJUTORUL METODEI ECRANULUI CHIMIC

Rezumat

Se prezintă realizarea unei scheme pentru măsurarea debitelor mici de apă prin metoda ecranului chimic în cazul unei bucle monotubulare - derivație formată din convectorradiatoare tip panou.

Curbele de pierderi de sarcină obținute sînt deosebit de utile pentru proiectare la reglarea instalațiilor de încălzire centrală.

L'ÉTUDE HYDRAULIQUE DES PANNEAUX CHAUFFANTS DU TYPE
CONVECTEURS - RADIATEURS PAR LA MESURE DES DÉBITS
AVEC LA MÉTHODE DE L'ÉCRAN CHIMIQUE

Résumé

On présente la réalisation d'un schéma pour la mesure des petits débits d'eau par la méthode de l'écran chimique dans l'hypothèse d'une boucle monotube - dérivation avec panneaux chauffants du type convecteurs - radiateurs.

Les courbes des pertes de charge obtenues sont très nécessaires pour le calcul et le réglage des installations de chauffage central.

STUDIUL EXPERIMENTAL HIDRODINAMIC AL UNOR ARMATURI INDUSTRIALE

Dr.ing. Alexandru Todicescu, profesor;

Dr.ing. Victor Benche, conferențiar;

Ing. Gavril Turzo, șef de lucrări;

Ing. Ovidiu Crăciun, asistent.

Universitatea din Brașov.

1. Scopul lucrării

Lucrarea, executată la solicitarea I.U.Ch.-Făgăraș, cuprinde rezultatele unui program de cercetări experimentale privind unele armături de închidere și reglaj pentru fluide din industria chimică (robinete: cu ventil RV; emailate cu membrană și cu sferă; cu închidere pe sferă inox ș.a., cu diverse deschideri nominale D_n). Datele sînt necesare proiectanților și celor ce exploatează instalații echipate cu astfel de armături (majoritatea recent asimilate în fabricație), pentru aprecierea corectă a pierderilor de sarcină și pentru efectuarea reglajelor funcționale corecte și constructorilor, permițînd aprecieri comparate și inspirînd eventuale intervenții (modificări constructive, reproiectarea) cu caracter optimizator.

2. Executarea lucrării

Studiul experimental al armăturilor a fost efectuat în cadrul unui stand original [1,2], adaptat cerințelor măsurătorilor impuse. Metodologia de lucru constă în determinarea prin măsurare directă a pierderilor de presiune Δp la trecerea fluidului prin armătura respectivă și raportarea acesteia la viteza medie v .

Schema de măsurători este prezentată în fig.1: măsurarea cu ajutorul unui piezometru diferențial inversat a căderii de presiune în diafragma D, folosită ca dispozitiv pentru determinarea debitului de fluid (a) și măsurarea cu ajutorul unui piezometru diferențial inversat și a unui manometru diferențial cu mercur a

pierderilor de sarcină (liniară și locală) pe tronsonul aferent robinetului RV supus încercărilor (b).

Cu referire la fig.1, se fac citirile directe ale deplasărilor verticale în tuburile piezo - și manometrice: h_{1D} , h_{2D} , h_{1t} , h_{2t} , h_{1t} și h_{2t} . Se calculează $\Delta h_D = h_{2D} - h_{1D}$ și se citește debitul de fluid de pe curba $Q = f(h_D)$ de etalonare a diafragmei.

Se calculează viteza și energia cinetică specifică în conducta d , pe care este montat robinetul,

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} \left[\frac{m}{s} \right] \text{ și } \frac{v^2}{2g} \text{ [m.apă]}.$$

Se calculează $\Delta h_1 = h_{2t} - h_{1t}$, $\Delta h_{t_{Hg}} = h_{2t} - h_{1t}$,

$$\Delta h_{t_{apă}} = \left(\frac{\rho_{Hg}}{\rho_{apă}} - 1 \right) \Delta h_{t_{Hg}}, \Delta h_R = \Delta h_{t_{apă}} - \frac{1' + 1''}{1_1} \Delta h_1 \text{ [m.apă]} \text{ și}$$

în final, coeficientul de rezistență locală al armăturii

$$\xi_R = \frac{\Delta h_R}{\frac{v^2}{2g}}. \quad (1)$$

Calculul debitului Q în funcție de căderea de presiune în robinet Δp_R pornește de la expresia $\Delta p_R = \xi_R \frac{\rho v^2}{2}$, de unde se obține:

$$Q = \frac{\pi d^2}{2} \sqrt{\frac{1}{\rho_{apă}}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_R}{\xi_R}} = 0,11 \frac{d^2}{\sqrt{\xi_R}} \cdot \sqrt{\Delta p_R}. \quad (2)$$

3. Prezentarea rezultatelor.

Rezultatele obținute, reprezentate grafic, sînt:

- Diagramele de variație a valorii coeficientului de rezistență locală ξ_R în funcție de gradul de deschidere al armăturii ($1/1$, $3/4$, $1/2$ și $1/4$). Pentru robinetul cu ventil RV, avînd deschidere nominală $D_n = 20, 25, 40, 50, 65$ și 80 mm, curbele sînt prezentate în fig.2;

- Diagramele de variație a valorii debitului de fluid $Q \left[\frac{m^3}{h} \right]$ în funcție de diferența de presiune la trecerea prin armătură $\Delta p \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$, pentru patru grade de deschidere. Pentru robinetul RV, $D_n = 20, 25$ și 40 , curbele sînt prezentate în fig.3, iar

pentru RV, Dn = 50, 65 și 80 - în fig.4.

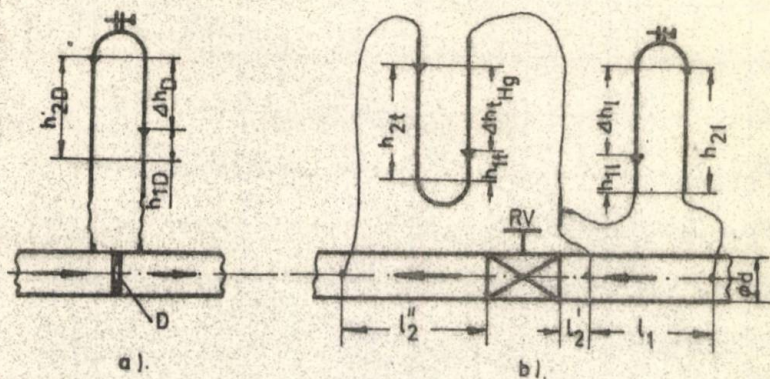


Fig. 1

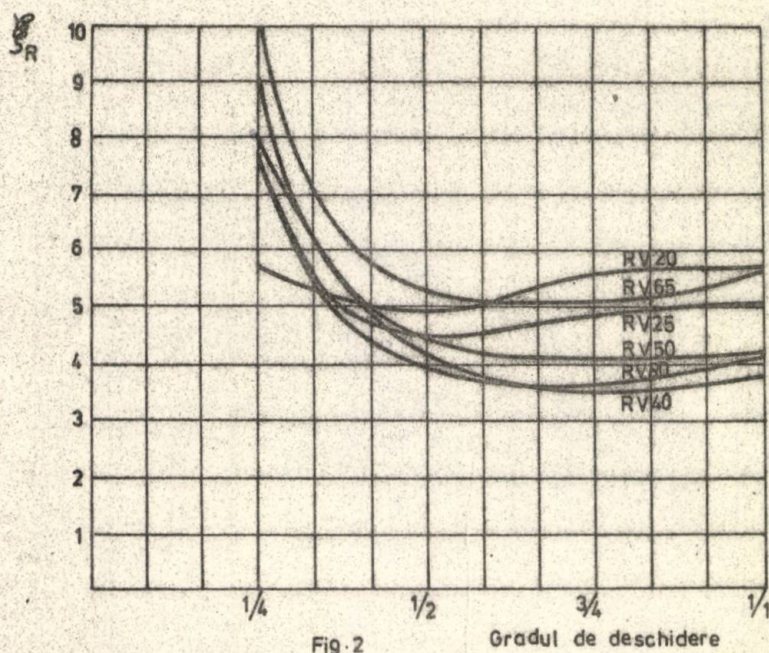


Fig. 2

Gradul de deschidere

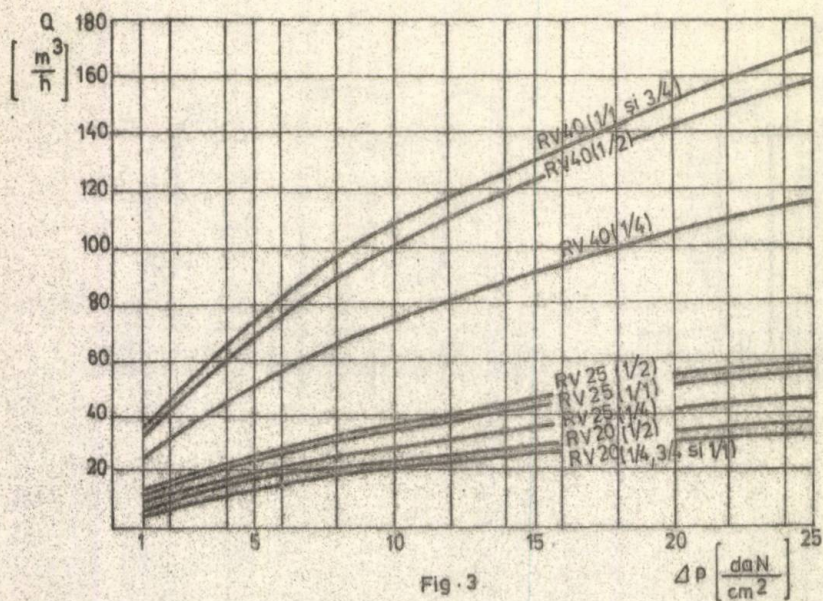


Fig. 3

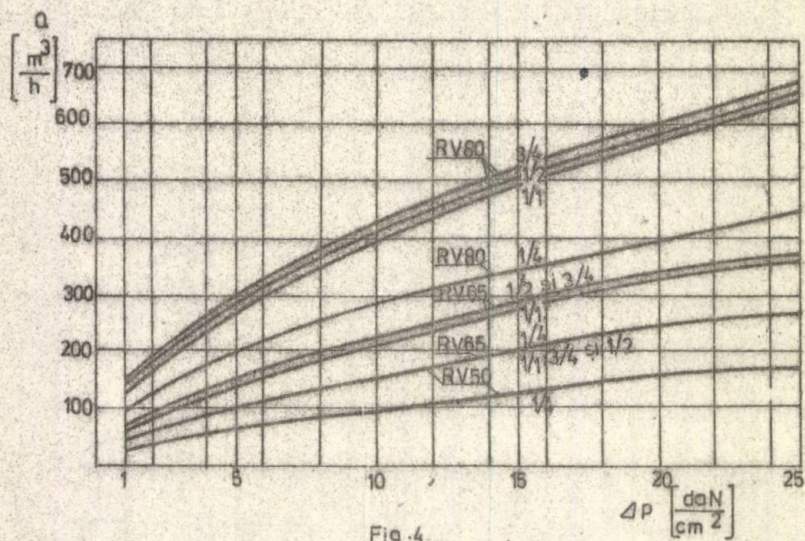


Fig. 4

4. Analiza rezultatelor

Armăturile studiate au o foarte bună comportare hidrodinamică, fiind comparabile cu cele mai bune realizări similare pe plan mondial.

Faptul că la unele armături RV valorile ξ_R minime se găsesc la deschideri parțiale (v.fig.2), sugerează posibilitatea reproiectării acestora, în sensul reducerii cursei de deschidere. Această optimizare nu va conduce la o diminuare însemnată a pierderii de sarcină în armătură, dar va conduce la o reducere dimensională, cu consecințe legate de micșorarea consumului specific de materiale (oțeluri inoxidabile și anticorozive de tipul $C_r N_i 18/8$ și $C_r N_i M_o 18/8/2$, oțeluri refractare, cupru, aluminiu și aliajele sale, nichel, monel, oțeluri carbon placate ș.a.).

În unele cazuri (V.fig.3 și 4, armăturile RV 20, 25, 65 și 80) reducerea cursei de deschidere va avea drept efect creșterea debitului de pasaj.

Studiul experimental indică de asemenea apariția unor regimuri de turbulență suplimentară la grade mari de deschidere ale unor armături, care, printr-o reprofilare corespunzătoare din punct de vedere hidrodinamic, ar putea fi eliminate.

Studiul relevă posibilități de îmbunătățire a construcțiilor existente de armături cu consecințele:diminuarea coeficientului de rezistență locală, creșterea debitului la aceeași cădere de presiune, reducerea consumului specific de materiale.

Bibliografie

- [1] TODICESCU, A. BENCHE, V. TURZO, G. Cercetări privind optimizarea rezistențelor locale ale organelor de închidere pentru lichide. În: Industria ușoară, nr.8, 1969, p.545-550.
- [2] TODICESCU, A. BENCHE, V. TURZO, G. GRACIUN, O. Cercetări privind caracteristicile hidrodinamice ale unor robinete de trecere fabricate de către Uzina Armătura Cluj. Contract de cercetare științifică cu Universitatea din Brașov, 1969.

TODICESCU, A. BENCHE, V. TURZO, G. O. CRACIUN

STUDIUL EXPERIMENTAL HIDRODINAMIC AL UNOR ARMATURI

INDUSTRIALE

Rezumat

Lucrarea cuprinde reprezentarea și interpretarea caracteristicilor hidrodinamice (debit-cădere de presiune, coeficient de rezistență locală - grad de deschidere) ale unor armături industriale, rezultate în urma unor măsurări experimentale pe un stand original. Datele sînt necesare proiectanților, constructorilor și celor ce exploatează instalații cu astfel de armături, permițînd aprecieri comparative, reglaje funcționale corecte, o reproiectare mai judicioasă cu caracter optimizator ș.a.

L'OBTENTION DES CARACTÉRISTIQUES HYDRODYNAMIQUES POUR

QUELQUES ROBINETS INDUSTRIELS

Resumé

On présente les graphiques et l'interprétation technique des caractéristiques hydrodynamiques pour certains robinets à utilisation industrielle (débit-perte de pression et coefficient de perte de charge - degré d'ouverture).

Les graphiques ont été obtenues par plusieurs mesures expérimentales à l'aide d'un stand original.

Les résultats obtenus sont utiles aussi bien pour les techniciens de projet ou les constructeurs de robinets-que pour ceux qui s'occupent de l'exploitation des installations munies de ce genre d'organes d'arrêt et de réglage; de même, les résultats peuvent être utilisés pour la réalisation des appréciations comparatives, des réglages fonctionnels corrects, des études d'optimisation, etc.

CONDITIA DE COMPATIBILITATE A VALORILOR CARACTERISTICE

PE ARDERE

Dr.ing.A.Ionescu, șef lucrări;

Dr.ing.V.Sova, conferențiar;

Dr.ing.M.Șova, șef lucrări.

Universitatea din Brașov.

Neomogenitatea gazelor arse, erorile de măsurare datorate citirii sau imperfecțiunii aparaturii folosite, sînt motive pentru care valorile măsurate ale componentilor din gazele arse nu sînt compatibile cu ecuațiile ce descriu bilanțul masic al procesului de ardere. Modelele de ardere sînt de obicei descrise masic printr-un exces global de aer λ , care nu reflectă natura internă a procesului. Asociind procesului de ardere un exces de oxigen λ_a , care exprimă gradul de oxidare, permite o posibilă condiționare a valorilor caracteristice arderii, utilă la aprecierea unui set de valori măsurate, ce stau la baza evaluărilor transformărilor din focare.

Indiferent de starea de agregare a combustibilului, pentru simplificarea ecuațiilor de ardere, acesta se poate înlocui cu un combustibil echivalent, avînd compoziția corespunzătoare elementelor ce compun moleculele combustibilului inițial, cu participațiile masice și volumice

$$g_i^* = \frac{\sum g_i M_i^* K_i}{\sum M_i} \quad \text{și} \quad r_i^* = \frac{g_i^*/M_i^*}{\sum g_i^*/M_i^*}, \quad (1)$$

unde: g_i - participația masică în combustibilul inițial;

M_i^*, M_i - masa moleculară a elementului i din combustibilul echivalent, respectiv din combustibilul inițial;

K_i - numărul de molecule din componentul i în combustibilul inițial.

Dacă arderea este incompletă în carbon și hidrogen, oxigenul folosit și volumul gazelor arse rezultat se scriu sub forma:

$$O_2 \text{ inc} = \frac{c_1}{12} + \frac{h_1}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} + \frac{c-c_1}{24}; \quad (2)$$

$$V_{ga \text{ inc}} = \frac{c_1}{12} + \frac{h_1}{2} + \frac{s}{32} + \frac{c-c_1}{12} + \frac{h-h_1}{2} + \frac{n}{28} + 0,79\lambda L_o + (\lambda - \lambda_a)L_o, \quad (3)$$

unde: c_1 și h_1 reprezintă fracțiile de carbon respectiv hidrogen care ard complet; λ_a - fracția de oxigen angajată efectiv în pro-

cesul de ardere; L_0 - aerul minim necesar arderii complete.

Excesul de oxigen rezultă din reprezentarea oxigenului angajat în ardere ca o fracțiune din oxigenul folosit la o ardere completă:

$$O_{2\text{ang}} = \lambda_a O_{2\text{min}} = \lambda_a \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right). \quad (4)$$

Egalind relațiile (2) și (4) se obține o reprezentare a fracțiilor de carbon și hidrogen care ard incomplet, în λ_a :

$$\frac{o - o_1}{12} + \frac{h - h_1}{2} = (1 - \lambda_a) 0,42 L_0. \quad (5)$$

Soluția ecuației (5) este nedeterminată teoretic, dar poate fi completată experimental. Vieb [1] indică o condiție caracteristică proceselor din motor, care generalizată linear este:

$$\frac{o - o_1}{12} = x \frac{h - h_1}{2} \text{ cu } x = \frac{\overline{CO}}{H_2}, \quad (6)$$

unde:

$\overline{CO}$, H_2 - fracția de oxid de carbon și hidrogen măsurată în gazele arse.

Cum procesul de ardere este masic conservativ se poate scrie:

$$\begin{aligned} \frac{o_1}{12} &= \frac{o}{12} - \frac{x}{1+x} (1 - \lambda_a) 0,42 L_0; \\ \frac{h_1}{2} &= \frac{h}{2} - \frac{1}{1+x} (1 - \lambda_a) 0,42 L_0; \\ \frac{o - o_1}{12} &= \frac{x}{1+x} (1 - \lambda_a) 0,42 L_0; \\ \frac{h - h_1}{2} &= \frac{1}{1+x} (1 - \lambda_a) 0,42 L_0; \\ N_2 &= 0,79 \lambda L_0 + \frac{n}{28}; \\ O_2 &= 0,21 (\lambda - \lambda_a) L_0. \end{aligned} \quad (7)$$

Participațiile volumice ale componentilor din gazele arse determinate experimental, sînt raportate la volumul gazelor arse uscate.

$$V_{ga_{us}} = (1 + \lambda L_0) - \left(\frac{h}{2} - 1(1-a)(1 - \lambda_a) \right) 0,42 L_0,$$

unde $\frac{x}{1+x} = a$.

Notînd valorile măsurate cu $\overline{CO}_2$, $\overline{CO}$, H_2 și $\overline{O}_2$ se obține din (7):

$$\frac{o}{12} = 0,42 a (1 - \lambda_a) L_0 + \overline{CO}_2 (1 + \lambda L_0 - \frac{h}{2} + (1-a)(1 - \lambda_a) 0,42 L_0);$$

$$0,42a(1-\lambda_a)L_0 = \overline{CO}(1+\lambda L_0 - \frac{h}{2} + (1-a)(1-\lambda_a)0,42L_0) ;$$

$$0,42(1-a)(1-\lambda_a)L_0 = \overline{H}_2(1+\lambda L_0 - \frac{h}{2} + (1-a)(1-\lambda_a)0,42L_0) ; (8)$$

$$(\lambda - \lambda_a)0,21L_0 = \overline{O}_2(1+\lambda L_0 - \frac{h}{2} + (1-a)(1-\lambda_a)0,42L_0).$$

Sistemul de ecuații (8) conține 3 necunoscute λ , λ_a și a . Fiind supracondiționat, pentru a fi compatibil trebuie ca determinantul $\Delta = 0$.

Deoarece la măsurători obișnuite cu analizorul Orsat, se pot determina doar 3 componenți ($\overline{CO}_2$, $\overline{CO}$, $\overline{O}_2$) s-a desconsiderat arderea incompletă a hidrogenului [2] sistemul (8) reducându-se la :

$$\frac{a}{12} = (\overline{CO} + \overline{CO}_2)(1 + \lambda L_0 - \frac{h}{2}) ; \quad \overline{CO} \%$$

$$(1-\lambda_a)0,42L_0 = \overline{CO}_2(1+\lambda L_0 - \frac{h}{2}) \quad (9)$$

$$(\lambda - \lambda_a)0,21L_0 = \overline{O}_2(1+\lambda L_0 - \frac{h}{2}).$$

Cele două necunoscute λ și λ_a rezultă ca soluții a unui sistem supracondiționat. Pentru $\Delta = 0$ se obține condiția de compatibilitate cu valorile de măsurare:

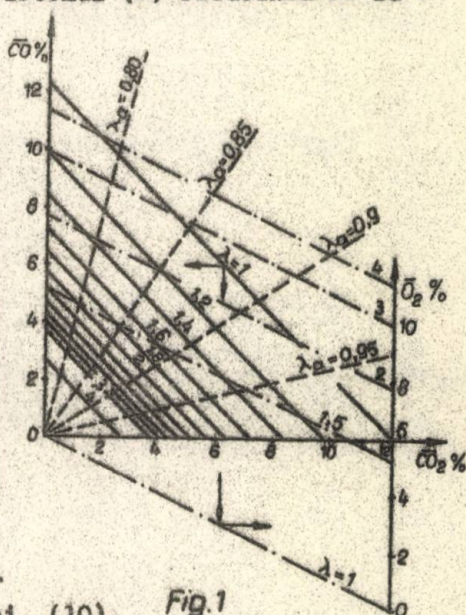
$$\frac{\overline{CO} + \overline{CO}_2}{0,42 - 2\overline{O}_2 + \overline{CO}} = \frac{\frac{a}{12} + \frac{1}{0,21L_0}}{2 \left[1 + \frac{1}{L_0} \left(1 - \frac{h}{2} \right) \right]} \quad (10)$$

În fig.1 se prezintă posibilitatea de testare grafică a condiției (10). Fig.1

Valorile caracteristice setului de măsurători sînt ușor de testat pe condiția de compatibilitate (10), care oferă un criteriu de verificare în convergența valorilor eficace ale unei măsurători de gaze arse, după care evoluția întregului proces poate fi descrisă exact.

Bibliografie

- [1] ВИББ, ИИ "Нобое рабосем тicle двigatelei" Москва.1962.
- [2] SOVA, V.s.a. Contract Universitatea Braşov - Uz.Tractorul 1977.



IONESCU, A., SOVA, V., SOVA, M.

CONDITIA DE COMPATIBILITATE A VALORILOR CARACTERISTICE
PE ARDERE

Rezumat

In lucrare se prezintă posibilitatea de testare grafică și analitică a setului de măsurători caracteristice procesului de ardere pe condiția de compatibilitate, rezultată din ecuațiile care descriu conservarea masică a procesului de ardere. Pentru descrierea mai exactă a procesului de ardere se folosește excesul de oxigen, care comprimă gradul de oxidare a procesului oferind o măsură a cineticii arderii.

KOMPATIBILITÄTSBEDINGUNG DER CHARAKTERISTISCHEN WERTE BEI
VERBRENNUNGSPROZESSE

Zusammenfassung

In der Arbeit wird die Möglichkeit für eine graphische und analytische Testierung der charakteristischen Versuchswerte bei Verbrennungsprozesse dargestellt. Die Kompatibilitätsbedingung wurde aus der Massenbilanz des Verbrennungsprozesses ermittelt.

Für die Beschreibung des Verbrennungsprozesses wird das Sauerstoffverhältnis eingeführt, das ein Maß für die Kinetik des Prozesses bietet.

UTILIZAREA METODEI ELEMENTELOR FINITE PENTRU

INTEGRAREA ECUATIEI CONDUCTIBILITATII TERMICE

Dr. ing. Mărgineanu Ioan, șef lucr. la Universitatea
Brașov;

Ing. Baraș Virgil, conf. la Universitatea Brașov.

1. Introducere

Actuala teorie a schimbului de căldură este în primul rând o teorie fenomenologică, bazată pe termodinamica mediilor continue. Soluțiile ecuațiilor cu derivate parțiale obținute, cu condiții inițiale și de frontieră date se pot obține cu ajutorul diferitelor metode numerice.

O încercare de tratare a problemei cu ajutorul metodei diferențelor finite pentru mediu neomogen este prezentată în lucrarea [1] .

Metoda diferențelor finite întâmpină mari dificultăți pentru medii neomogene cu geometrii complicate legate de respectarea condițiilor de frontieră și divizarea domeniului considerat. Respectarea condiției de convergență a procesului de calcul numeric impune, în cazul în care se adoptă o divizare fină a domeniului, considerarea unor pași de timp foarte mici și procesul de calcul durează foarte mult.

Metoda elementelor finite [2,3,4] este un instrument mai puternic în elaborarea problemelor puse de integrarea ecuațiilor cu derivate parțiale. Metoda este suficient de elastică, fiind aplicabilă unor geometrii complexe.

Conceptul de bază al metodei elementului finit este acela că un mediu continuu poate fi înlocuit printr-un ansamblu finit de elemente sau subdiviziuni conectate doar în punctele nodale elementare. Câmpul din interiorul elementului este definit complet prin valorile lui în punctele nodale.

Aplicarea metodei elementului finit pentru cazul integrării ecuației conductibilității termice conduce la un sistem de ecuații

diferențiale obișnuite, care definesc o problemă separată și am me problema gradării în timp, pentru a cărei rezolvare se poate folosi metoda Runge-Kutta, predictor - colector, etc.

În lucrare se face o prezentare a metodei elementului finit aplicată la integrarea ecuației conductibilității termice și se dă o aplicație pentru o problemă cu soluție analitică pentru a putea aprecia eficacitatea metodei.

Este important de menționat că aplicarea metodei nu prezintă nici o dificultate pentru cazul luării în considerație a unor parametri variabili în timp sau cu temperatura. Modelul matematic se poate formula și pentru transformări de fază.

2. Formularea problemei

Se consideră un domeniu D în spațiul tridimensional, într-un sistem de referință trirectangular drept, în care este îndeplinită ecuația diferențială :

$$\rho c \frac{\partial \vartheta}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial \vartheta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right) + Q, \quad (1)$$

unde ϑ este funcția necunoscută, avînd în orice punct o singură valoare ;

ρc - capacitatea termică ;

k - conductibilitatea termică ;

Q - căldura internă generată (rata căldurii interne generate) ;

$\rho c, k, Q$ - sînt funcții cunoscute de x, y, z și eventual ϑ și t .

Condițiile de frontieră constau din valorile funcției ϑ în punctele suprafeței care delimitează domeniul D cu excepția unei porțiuni S_c a suprafeței unde nu se dau valorile funcției și unde este îndeplinită relația :

$$k \frac{\partial \vartheta}{\partial x} n_x + k \frac{\partial \vartheta}{\partial y} n_y + k \frac{\partial \vartheta}{\partial z} n_z + q + q_c + q_r + \alpha \vartheta = 0, \quad (2)$$

unde n_x, n_y, n_z sînt componentele versorului normalei pozitive la suprafață ;

q, q_c, q_r - fluxul termic impus și ratele de flux termic pe zona unitară datorită convecției și radiației ;

$\alpha \vartheta$ - sînt pierderile prin convecție.

Se consideră cunoscute valorile inițiale a temperaturii în orice punct al domeniului D și pe frontieră $\vartheta(x, y, z, 0) = \vartheta_0(x, y, z)$

Utilizînd teorema lui Euler se verifică imediat că soluția ecuației diferențiale (1) este funcția, care minimizează integrala:

$$I = \int_D \left\{ \frac{1}{2} \left[k \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right)^2 + k \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial y} \right)^2 + k \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right)^2 \right] - Q' \vartheta \right\} dx dy dz + \int_{S_c} \left[(q + q_c + q_f) + \frac{1}{2} \alpha \vartheta^2 \right] ds, \quad (3)$$

cu aceleași condiții de frontieră impuse în punctele în care se dau valorile funcției ϑ și pe porțiunea S_c în relația (3) s-a făcut notația :

$$Q = Q - \rho_c \frac{\partial \vartheta}{\partial t}. \quad (4)$$

3. Sisteme de elemente finite. Ecuatiile de minimizare

Pentru a determina funcția care minimizează expresia (3) se împarte domeniul studiat într-o rețea formată dintr-un sistem de elemente (subdomenii) care nu este necesar să fie egale între ele. Se utilizează cel mai des tetraedre pentru cazul tridimensional și triunghiuri pentru cazul bidimensional (figura 1).

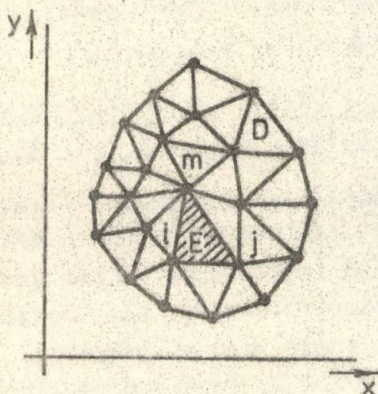


Fig. 1. Împărțirea unui domeniu bidimensional în elemente finite.

Admițând o variație liniară a temperaturii în interiorul elementului, aceasta se poate exprima în funcție de temperaturile nodurilor cu relația :

$$\vartheta = \sum N_j \cdot \vartheta_j, \dots, \quad (5)$$

unde $N_j = (a_j + b_j x + c_j y + d_j z) / 6V$

pentru cazul tridimensional

și $N_j = (a_j + b_j x + c_j y) / 2\Delta$

pentru cazul bidimensional.

Valorile a_j , b_j , c_j , d_j , V și Δ se calculează pentru fiecare element în funcție de coordonatele nodurilor sale [2] .

Pentru a găsi o soluție aproximativă pentru funcția care minimizează integrala din expresia (3) pentru fiecare element în care a fost divizat domeniul, funcția va fi exprimată prin relația (5).

Calculând derivatele expresiei (3) pentru fiecare nod se obține :

$$\frac{\partial I}{\partial \vartheta_i} = \int_D \left[k \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \cdot \frac{\partial}{\partial \vartheta_i} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right) + k \frac{\partial \vartheta}{\partial y} \cdot \frac{\partial}{\partial \vartheta_i} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial y} \right) + k \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \cdot \frac{\partial}{\partial \vartheta_i} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right) - Q' \frac{\partial \vartheta}{\partial \vartheta_i} \right] dx dy dz +$$

$$+ \int_{S_C} \left[(q + q_c + q_r) \frac{\partial \vartheta}{\partial \nu_i} + \alpha \vartheta \frac{\partial \vartheta}{\partial \nu_i} \right] ds, \quad (i = 1, 2, \dots, n), \dots \quad (6)$$

nefiind numărul de noduri ale rețelei.

În formula (6) integrala a doua se include numai atunci când elementul are o față pe frontieră unde sînt date condiții de forma (2).

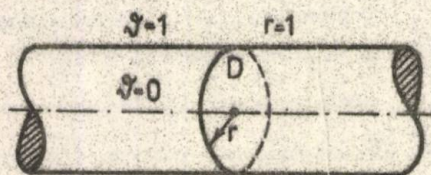
Utilizînd (5) și (6) și efectuînd integralele pentru fiecare element, iar apoi însumînd integralele pentru toate elementele care conțin nodului se obține un sistem de ecuații de forma :

$$[H][\vartheta] + [C] \frac{\partial}{\partial t} [\vartheta] + [F] = 0. \quad (7)$$

Sistemul (7) se integrează prin metoda Runge Kutta obținîndu-se valorile temperaturii în orice punct al domeniului D și pentru orice gradare în timp $t_0 + k \Delta t$ ($k = 0, 1, \dots$).

4. Aplicarea metodei elementelor finite pentru determinarea repartiției de temperatură într-un cilindru infinit lung

Pentru ilustrarea aplicării metodei s-a considerat problema determinării repartiției de temperatură într-un cilindru solid de lungime infinită a cărui temperatură inițială este zero și a cărui suprafață este menținută la temperatura $\vartheta = 1$, începînd de la $t=0$ (figura 2). Pentru simplificare raza cilindrului



ales $r=1$. Problema prezintă evident o simetrie plan paralelă, analiza putîndu-se desfășura în domeniul D.

Dacă se admit condițiile la limită și inițiale :

Fig. 2. Cilindru infinit lung cu temperatură constantă pe frontieră.

$$\vartheta_0(r, 0) = 0, \quad 0 \leq r < 1;$$

$$\vartheta(1, t) = 1, \quad t > 0, \quad (8)$$

soluția analitică a problemei se obține de forma :

$$\vartheta(r, t) = 1 - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(\alpha_n r)}{\alpha_n J_1(\alpha_n)} e^{-\alpha_n^2 t}, \quad (9)$$

unde : J_0, J_1 sînt funcțiile Bessel de prima spiță și de ordinul zero și respectiv unu iar, α_n sînt rădăcinile ecuației $J_0(z)=0$ ($\alpha_1=2,4048, \alpha_2=5,5200, \alpha_3=8,6597, \dots$)

Dacă raza cilindrului este r_0 și $a=k/\rho$ e coeficientul de difuzie termică și temperatura pe suprafață $\vartheta = \vartheta_0$ soluția (13) devine :

$$\vartheta(r,t) = \vartheta_0 \left[1 - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(\alpha_n \frac{r}{r_0})}{\alpha_n J_1(\alpha_n)} e^{-\alpha_n^2 \frac{at}{r_0^2}} \right], \quad (9a)$$

Pentru OL-35 avem $k=50W/m^\circ C$; $C=500 J/kg^\circ C$; $\rho=7850 kg/m^3$

Domeniul D a fost împărțit în 92 elemente (triunghiuri) avînd 37 vîrfuri cu temperaturi necunoscute și 20 vîrfuri pe frontieră. S-a obținut un sistem de 37 ecuații diferențiale cu 37 necunoscute care s-a integrat cu pas variabil, dictat de precizia cu o procedură Runge Kutta.

În figura 3 au fost reprezentate în comparație cu soluțiile analitice.

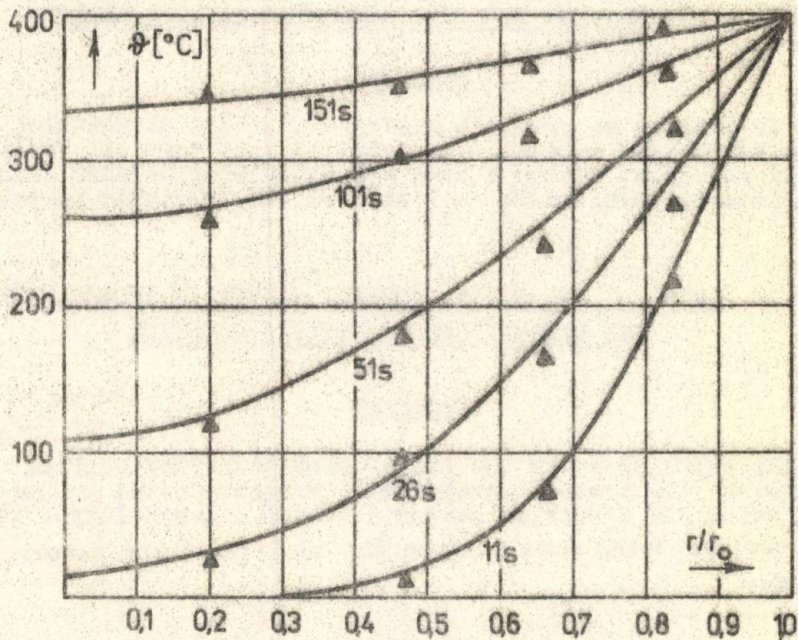


Fig. 3. Repartiția de temperatură la diferite momente de timp obținute prin metoda elementelor finite. Δ - soluția analitică a problemei.

Soluțiile obținute atestă precizia ridicată a metodei elementelor finite. Programul de calcul elaborat de autori se poate aplica și pentru alte geometrii la integrarea ecuației conductibilității termice pentru numeroase aplicații practice, cum ar fi

solicitarea termică a pieselor turnate, solidificarea metalului în forme ceramice, etc.

Bibliografie

- [1] BARAS, V., MARGINEANU, I. s.a. Unele aspecte ale integrării ecuației conductibilității termice, în medii neomogene, cu aplicații la solidificarea metalului în forme ceramice. În: Metalurgia, nr. 5, mai 1978.
- [2] ZEINKIEWICZ, O.C. The finite element method in engineering science. Mc Graw Hill, London, 1973.
- [3] RACOVEANU, N., DODESCU, GH., MINCU, I. Metode numerice pentru ecuații cu derivate parțiale de tip parabolic. Ed. Tehnică București, 1977.
- [4] HNEBNER, K. The finite element method for engineers. John Wiley and sons, New York, 1975.

UTILIZAREA METODEI ELEMENTELOR FINITE PENTRU INTEGRAREA ECUAȚIEI CONDUCTIBILITĂȚII TERMICE

Rezumat

În lucrare se prezintă aplicarea metodei elementelor finite pentru integrarea ecuației conductibilității termice. Verificarea metodei s-a făcut pentru o problemă cu soluție clasică închisă comparându-se rezultatele analitice cu cele obținute numeric.

USING THE FINITE ELEMENT METHOD IN INTEGRATING THE THERMAL CONDUCTIBILITY EQUATION

Abstract

The paper presents the finite element method applied in integrating the thermal conductivity equation and offers an application for a problem having a closed classical-type solution, a comparison being made between the analytical and numerical results.

STUDII EXPERIMENTALE PRIVIND INFLUENTA LICHIDULUI
UTILIZAT SI A ADITIVARII LUI ASUPRA SCHIMBULUI DE CALDURA

Dr.ing. V. Hoffmann, profesor emerit;

Dr.ing. N. Veștemeanu, conferențiar;

Dr.ing. M. Mureșan, șef de lucrări;

Ing. N. Serbănciu, șef de lucrări;

Ing. D. Fetou, asistent.

Universitatea din Brașov.

Necesitatea economisirii combustibilului și a energiei a intensificat în ultimii ani cercetările privind recuperarea căldurii, studiile extinzându-se și asupra recuperării căldurii din surse termice aflate la nivel termic scăzut.

Unul din domeniile de aplicare în această direcție îl constituie recuperatoarele de căldură cu fluid intermediar, recuperatoare care pot să asigure încălzirea sau răcirea aerului proaspăt introdus prin sistemele de ventilație, folosind căldura conținută de aerul evacuat.

Schema de principiu al unui astfel de sistem și diagrama de variație a temperaturilor este prezentată în figura 1. Notățiile utilizate au următoarele semnificații:

t_{c1} ; t_{c2} - temperatura aerului
cald la intrarea și
respectiv ieșirea din
schimbătorul de căldură.

t_{r1} ; t_{r2} - temperatura aerului
rece la intrarea și ie-
șirea din schimbător.

t_{f1} ; t_{f2} - temperatura fluidului
intermediar rece, res-
pectiv cald.

În urma unor studii recente efectuate de către Universitatea din Brașov și INCERC București 1, s-a examinat posibilitatea folosirii bateriilor tip

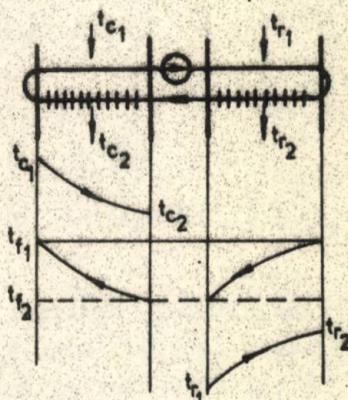
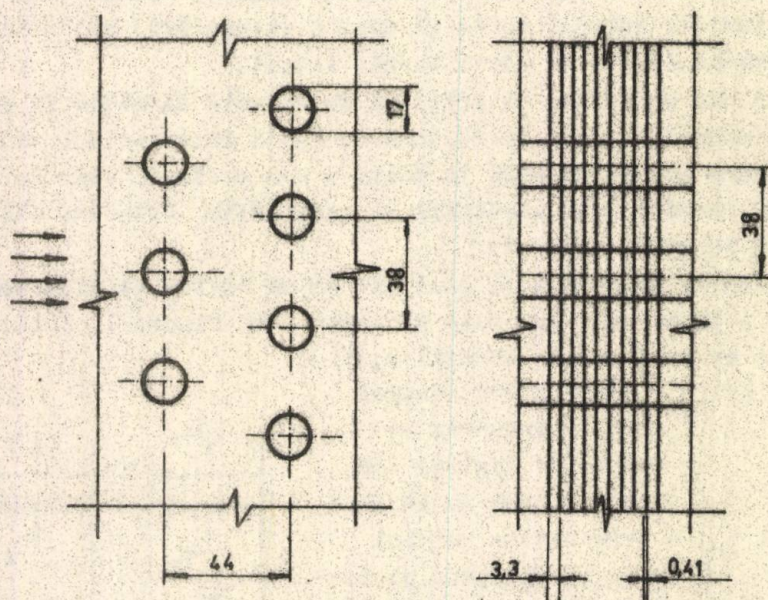


Fig.1

I.A.A.I.C.A. în sistemele de recuperare cu fluid intermediar. Cercetările efectuate, pe lângă aspectele privind influența geometriei suprafeței de schimb asupra performanțelor termice, au pus în evidență necesitatea studierii comportării bateriilor în condiții speciale de funcționare atunci când există posibilitatea înghețării fluidului de lucru.

În mod obișnuit fluidul de lucru este apa, performanțele bateriilor în acest caz fiind cunoscute. Pentru evitarea înghețului s-a recurs la folosirea antigelului ca fluid intermediar, dată fiind temperatura de înghețare scăzută a acestuia.

Pentru determinarea experimentală a coeficientului global de schimb de căldură, k , s-au folosit baterii IAAICA cu țevi circulare $\varnothing 16$ mm dispuse în linie și aripioare continue din lamele tip OAK cu pas 3 mm (fig.2).



Dimensiuni baterie : 1.050 x 760 x 88

Fig.2

Rezultatele experiențelor pentru fluidul intermediar apă, respectiv antigel, sînt prezentate grafic în figura 3. Se constată că valorile coeficientului global de schimb de căldură în cazul antigelului sînt cu cca. 40% mai mici decît în cazul apei, aspect defavorabil deoarece conduce la necesitatea măririi suprafeței de schimb de căldură, cu consecință directă asupra prețului

instalației.

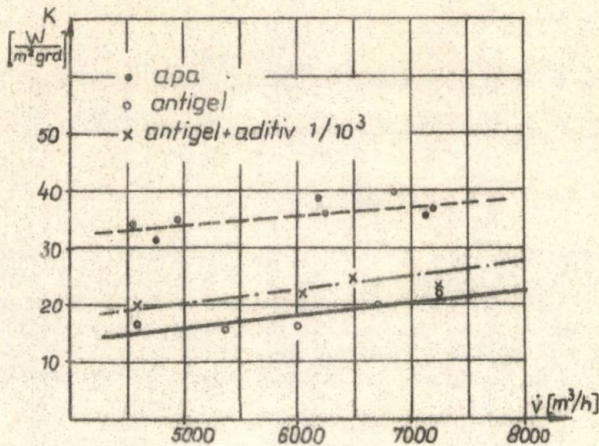


Fig.3

Pentru a obține îmbunătățirea coeficientului global de transfer termic, în condițiile menținerii funcționalității la temperaturi scăzute, s-a încercat aditivarea antigelului cu substanțe tensioactive de tipul Alfol 16. Folosind o concentrație foarte mică de $1/10^3$, s-a obținut mărirea coeficientului global de transfer termic cu cca.20% față de antigelul neaditivat (fig.3).

Concluziile rezultate privind mărirea coeficientului global de schimb de căldură prin aditivarea antigelului relevă posibilitatea utilizării antigelului aditivat și în alte domenii, cum ar fi spre exemplu, sistemele de răcire cu lichid ale motoarelor cu ardere internă.

Bibliografie

- [1] HOPPMANN, V., BENCHE, V., MURESAN, M., TURZO, G. Studiu teoretic și experimental privind recuperatoarele de căldură cu fluid intermediar. În: A X-a Conferință de Instalații, vol.I, p. 180-191.

HOFFMANN, V., VESTEMEANU, N., MURESAN, M., SERBANCIU, N.

STUDII EXPERIMENTALE PRIVIND INFLUENTA LICHIDULUI
UTILIZAT SI A ADITIVARII LUI ASUPRA SCHIMBULUI DE CALDURA

Rezumat

In prezenta lucrare se evidentiaza posibilitatea folosirii schimbatoarelor de caldura compacte tip IAAICA in sistemele de recuperare cu fluid intermediar, in conditii speciale de functionare, atunci cind exista posibilitatea inghetarii, utilizand ca fluid de lucru antigelul. Pentru imbunatatirea coeficientului global de schimb de caldura se utilizeaza aditivarea antigelului.

EXPERIMENTAL STUDIES CONCERNING THE INFLUENCE OF
WORKING FLUID AND ITS ADDITIVATION ON THE TRANSFER

Abstract

A possibility of using IAAICA compact heat exchangers in run around loop systems is presented. The system operates in special conditions, such as the possibility of frost, with an anti-frost liquid as working fluid.

In order to improve the global heat transfer coefficient, certain additive substances may be used in combination with the anti-frost liquid.

PARTICULARITATI ALE SCHIMBULUI DE CALDURA IN SUPRAINCALZITO-
RUL DE ABUR AL CAZANULUI ID-30

Dr.ing. M. Seva, șef lucrări la Univ. Brașov;
Dr.ing. V. Șova, conferențiar la Univ. Brașov;
Dr.ing. A. Ionescu, șef lucrări la Univ. Brașov.

Cazanul de abur ID-30 face parte din categoria cazanelor de radiație cu circulație orizontală a gazelor și cu tiraj insuflat. Supraincälzitorul este amplasat în zona de intrare a gazelor în canalul sistemului fierbător convectiv (fig.1). În aceste condiții de amplasare, schimbul de căldură interfață gaze - supraincälzitor, predominant convectiv, prezintă unele particularități, care s-au manifestat în timpul funcționării cazanului, printr-o neuniformitate a distribuției intensității schimbului de căldură, la trecerea gazelor prin serpentinele supraincälzitorului.

Lucrarea figi propune să motiveze particularitățile acestui schimb de căldură în supraincälzitor și să contureze oțeva sugestii privind îmbunătățirea funcționării acestuia.

La baza studiului schimbului de căldură în supraincälzitorul a stat rețeaua hidrodinamică construită într-un plan al cazanului, în zona de trecere a gazelor din canalul radiativ în cel convectiv, în ipoteza absenței serpentinelor supraincälzitorului. Forma acestei rețele, care a permis delimitarea tuburilor de curent I...VI, se poate urmări în figura 1. Prezența, însă a supraincälzitorului de abur va influența mișcarea curenților de gaze la traversarea acestuia. Fiecare serpentină a supraincälzitorului va introduce o rezistență locală suplimentară, care va modifica atât distribuția cît și mărimea vitezei locale a curenților. În regim staționar, atât presiunea statică (p) cît și viteza medie a gazelor (w), în dreptul reperelor de control 1 și 2, rămân ne schimbate. În aceste condiții și pierderea de presiune Δp determinată de rezistențele

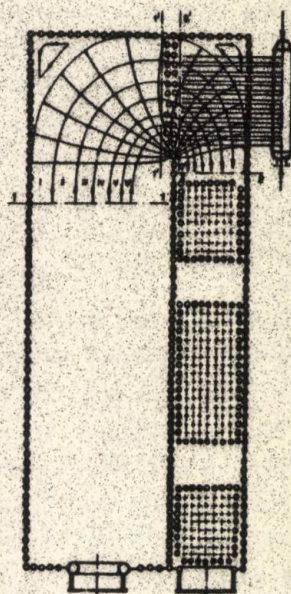


Fig.1.

hidrodinamice între cele două repere, va rămâne de asemenea chimbată, deoarece:

$$\Delta p = (p_1 - p_2) + \frac{\rho_m}{2} (w_1^2 - w_2^2).$$

În astfel de condiții mișcarea gazului de-a lungul fiecărui tub de curent (forma concretă a rețelei complexe din interiorul acestora nu interesează), va fi frînată cu atât mai mult, cu cît rezistențele hidrodinamice vor fi mai mari, așa încît pierderea de presiune Δp între reperele 1 și 2 să rămînă aceeași.

Cunoscînd așa dar, pierderea de presiune între reperele 1-1' și 1'-2', se poate determina pierderea de presiune de-a lungul tuburilor de curent din zona supraîncălzitorului, folosind expresia:

$$\Delta p_{i(2'-2)} = \Delta p - (\Delta p_{i(1-1')} + \Delta p_{i(1'-2')}), \quad (2)$$

de unde rezultă viteza medie a gazelor de-a lungul fiecărui tub de curent din această zonă:

$$w_{i(2'-2)} = \sqrt{\frac{2 \Delta p_{i(2'-2)}}{\rho_m \sum \xi_{i(2'-2)}}}. \quad (3)$$

Se observă că odată cu micșorarea lungimii tuburilor de curent din zona supraîncălzitorului, gazele vor traversa mai puține serpentine, rezistențele hidrodinamice $\sum \xi_{i(2'-2)}$ vor fi mai mici și ca urmare viteza medie a gazelor va crește. Această modificare a vitezei medii atrage după sine și o dispersare zonală a schimbului de căldură convectiv exprimat prin coeficientul de convectivitate α , determinat cu relația [1]:

$$\alpha_{im} = Nu_{im} \frac{\lambda_{im}}{d_s} = 0,37 \psi_1 Re_{im} \frac{\lambda_{im}}{d_s}, \quad (4)$$

unde: Nu_{im} , Re_{im} - invariantul Nusselt, respectiv Reynolds; λ_{im} - coeficientul de conductivitate termică la temperatura medie a gazelor; d_s - diametrul țevii; ψ_1 - factor de corecție care ține seama de unghiul de atac.

Pentru o cădere de presiune măsurată de 77 mm Hg la piezometrul diafragmei ($d = 66,936$ mm, $m = d^2/D^2 = 0,20734$), de pe conducta de gaz metan cu presiunea de 1,469 bari, temperatura 278 K a rezultat un coeficient de debit de 0,617, un coeficient de densitate de 0,99 și un debit de $0,433 \text{ Nm}^3/\text{s}$ gaz metan. În condițiile arderii cu $\lambda_f = 1,26$ s-a obținut $6,009 \text{ Nm}^3/\text{s}$ gaze de ardere, cărora le corespund însecțiunea 1, cu aria de $5,7798 \text{ m}^2$, pentru temperatura gazelor de 1103 K și presiunea 0,938 bari, o viteză

medie de 4,536 m/s, iar în secțiunea 2, cu aria de 3,188 m², pentru temperatura gazelor de 991 K, o viteză medie de 7,388 m/s. Diferența de presiune statică măsurată între reperele 1 și 2 a fost de 3,5 mm c.a. și îi corespunde o pierdere $\Delta p = 29,025 \text{ N/m}^2$. Pierderea de presiune corespunzătoare fiecărui tub de curent între reperele 1-1' și 1'-2' s-a determinat cu relația $\Delta p = \rho_m w^2 / 2 \cdot \xi$; Coeficienții de rezistență locală au fost stabiliți după Idelcio(2). Valorile coeficienților de rezistență locală și a pierderilor de presiune de-a lungul fiecărui tub de curent, a vitezei medii a gazelor calculată cu relația (3), precum și a coeficienților de convecție determinați cu expresia (4), sînt prezentate în tabela de mai jos:

Pierderi de presiune									
Tubul de curent	Δp	$\xi_{1-1'}$	$\Delta p_{1-1'}$	$\xi_{1'-2'}$	$\Delta p_{1'-2'}$	$\Delta p_{2-2'}$	$\sum \xi_{2-2'}$	$w_{m(2-2')}$	$\alpha_{m(2-2')}$
	N/m ²	-	N/m ²	-	N/m ²	N/m ²	-	m/s	W/m ² grad.
I	29,025	0,18	0,578	0,319	1,025	27,422	23,108	2,757	34,200
II	29,025	0,20	0,643	0,319	1,025	27,357	18,192	3,103	36,713
III	29,025	0,19	0,610	0,319	1,025	27,389	13,650	3,585	41,740
IV	29,025	0,186	0,597	0,319	1,025	27,403	8,621	4,512	47,916
V	29,025	0,1973	0,634	0,319	1,025	27,366	6,215	5,310	52,834
VI	29,025	0,178	0,572	0,319	1,025	27,430	2,830	7,880	66,954

Rezultă că, viteza gazelor în supraîncălzitor crește spre zonele interioare de peste 2,8 ori, iar coeficientul de convecție de cca. 2 ori. Serpentinele supraîncălzitorului din zonele interioare vor fi deci, mai intens solicitate termic pe partea fluidului cald, putînd conduce la apariția unor avarii. Introducerea a-burului în colectorul inferior al supraîncălzitorului pe partea opusă (fig.1) asigură intensificarea schimbului termic pe partea fluidului rece și deci va conduce la o micșorare a temperaturii serpentinelor supraîncălzitorului din zonele interioare.

Bibliografie

- [1] POPA, B. Transfer de căldură în procesele industriale. Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1974.
- [2] IDELCIO, I.E. Spravochnik po gidrovlicheskim soprotyvleniam. Gosudarstvennoe energheticeskoe izdatelstvo, Moscova, 1960.

SOVA, M., SOVA, V., IONESCU, A.

PARTICULARITATI ALE SCHIMBULUI DE CALDURA. IN SUPRAINCALZITORUL DE ABUR AL CAZANULUI ID-30

Rezumat

Lucrarea prezintă, pe baza rețelei hidrodinamice, un studiu asupra schimbului de căldură convectiv în supraincälzitorul de abur al cazanului ID-30, prin care, datorită particularităților sale de amplasare, se evidențiază dispersia zonelor de încălzire termică a serpentinelor supraincälzitorului.

BESONDERHEITEN DES WÄRMEÜBERGANGES IM DAMPFÜBERHITZER DES I.D.-30 KESSELS

Zusammenfassung

In der Arbeit wird auf Grund des hydrodynamischen Netzes der konvektive Wärmeübergang im Dampfüberhitzer des ID-30 Kessels untersucht. Es wird die Zerstreuung der Wärmebelastung auf den Serpentin des Dampfüberhitzers, die durch seine besondere Aufstellung verursacht wird, hervorgehoben.

Executat în cadrul Secției de Reproducție
al Universității din Brașov.
Com. Nr. 485/1979
Tiraj 25c.



MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
UNIVERSITATEA DIN BRASOV

Tiraj : 250

Comanda: 187/23.04.1979.

Executat in cadrul sectorului Reprografie

1980 JUL 7

E 4524/2

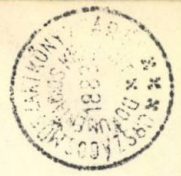
BULETINUL

UNIVERSITATII
DIN BRASOV

Seria A	MECANICA APLICATA CONSTRUCTII DE MASINI
---------	--

Vol. XX- B • 1978





BULETINUL UNIVERSITATII DIN BRASOV

SERIA A

• Electrotehnica şi electronica

Vol. XX - B • 1978

COLEGIUL DE REDACTIE

Prof.dr.ing.Florea Dudită (preşedinte), prof.em.dr.ing. Victor Hoffmann (vicepreşedinte), conf.dr.ing.Filof - teia Negruţiu, prof. dr. ing. Vasile Vulcu, prof.dr.ing. Vasile Cîmpian, prof.dr.ing. Ioan Drăghici, prof.dr. Giusepe Munteanu, prof.dr.ing. Darie Parascan.

COMITETUL DE REDACTIE

Conf.dr.ing.Victor Benche, prof.dr. ing. Gheorghe Bobescu, conf.dr.ing.Sergiu Chiriacescu, prof.dr. ing. Ioan Drăghici (redactor şef), conf.dr. ing. Ion Goia, conf.dr.ing.Emeric Jakab, conf. dr. ing. Mircea Ivan, conf.dr.ing.Aurel Jula (redactor şef adjunct), prof.dr.ing.Andrei Nicolaide, prof. dr. ing.Virgil Olariu, conf.dr.ing. Simion Popescu , conf.dr.ing.Gheorghe Secară, prof. dr.ing.Wilibald Szabo, prof.dr.ing.Petre Tudoran, prof.dr.ing. Nicolae Veştemeanu.

Secretar de redacţie: asist.ing.Mihai Ciobotă

De conţinutul ştiinţific al lucrărilor din acest volum răspund autorii respectivi

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A - Applied Mechanics - Machine Building
Vol. XX-B-1978

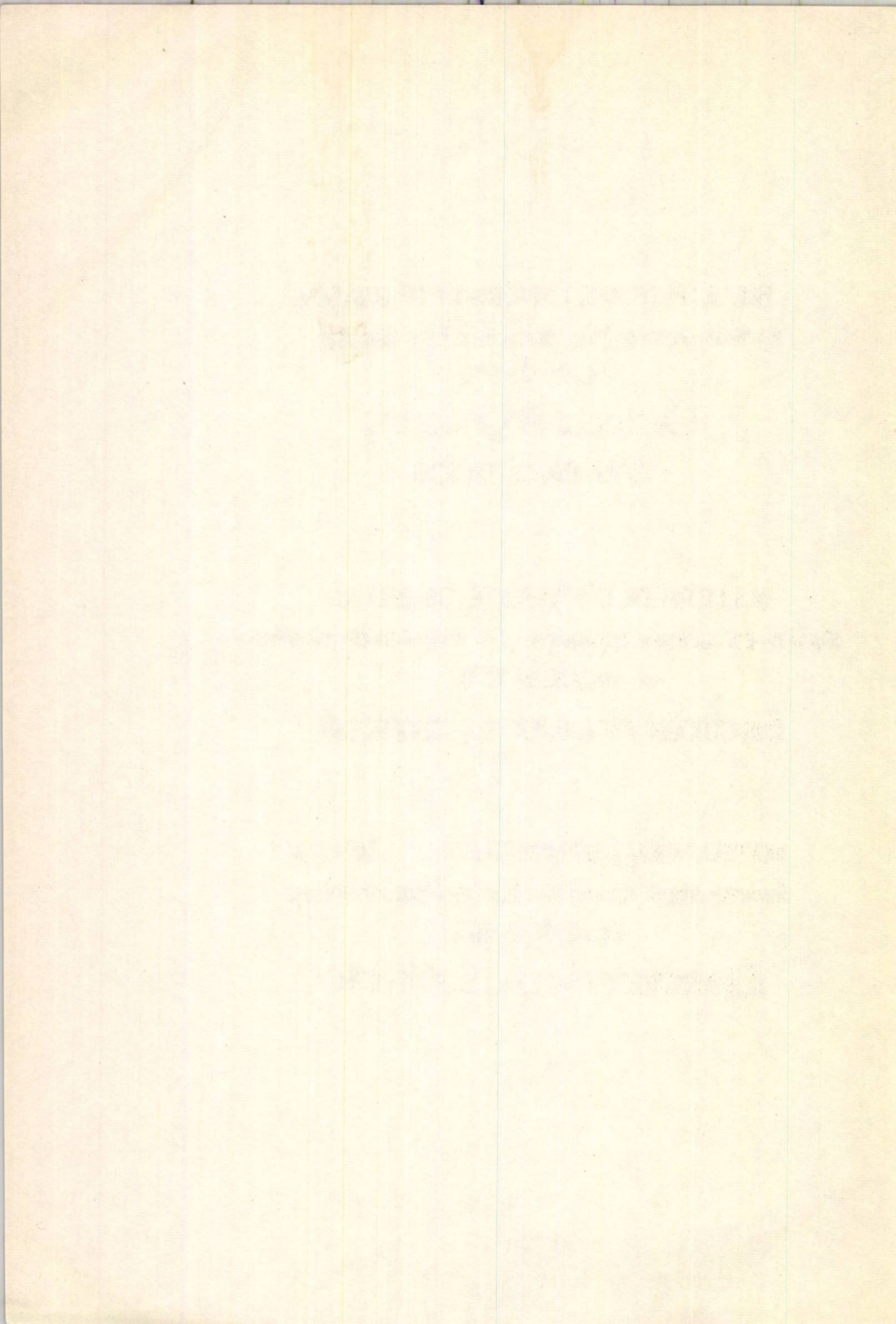
Electrical engineering
and electronics

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A - Mécanique appliquée - Construction de machines
Vol. XX-B-1978

Electrotehnique et electronique

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT BRAȘOV
Serie A - Angewandte Mechanik - Maschinenbau
Band XX-B-1978

Elektrotechnik und Elektronik



S U M A R
S U M M A R Y
I N H A L T S V E R Z E I C H N I S
S O M M A I R E

ELECTROTEHNICA ȘI ELECTRONICA
ELECTRICAL ENGINEERING AND ELECTRONICS
ELEKTROTECHNIK UND ELEKTRONIK
ÉLECTROTECHNIQUE ET ÉLECTRONIQUE

Pag.

NICOLAIDE, A., SCUTARU, GH., ANTONOAI, M., NEAGOE, M. Proiectarea și optimizarea unor serii unitare de mo- teare asincrone cu rotorul în scurtcircuit cu două turații, utilizând calculatorul electronic numeric . . . Computer-Aided Design and Optimization of Two-Speed Squirrel Cage Asynchronous Motor Standard Series. Berechnung und Optimierung einer Käfiglauferasynchron- motoren - Standardserie mit zwei Drehzahlen mittels einer elektronischen Rechenanlage. Calcul et optimisation d'une série unitaire de moteurs asynchrones à rotor à cage d'écureuil à deux vitesses de rotation à l'aide d'un calculateur électronique.	1
PEȘTEANU, O., TATA, M., AMBRUS, K. Contribuții la calcu- lul motoarelor asincrone liniare Contributions to the Calculation of the Linear Asynchronous Motor. Beitrag zur Berechnung der asynchronen Linearmotoren. Contributions sur le calcul des moteurs asynchrones linéaires.	9
PEȘTEANU, O. Contribuții la determinarea circuitului mag- netic echivalent al motorului asincron liniar Contributions to the Determination of the Equivalent Magnetic Circuit of the Linear Asynchronous Motor. Beitrag zur Bestimmung des äquivalenten magnetischen Kreises des asynchronen Linearmotors. Contributions sur la détermination des circuits mag- nétiques équivalents des moteurs asynchrones linéaires.	13

- GOGIOIU, A., ÜRMÖSI, K. Program de calcul pentru optimizarea unui generator MHD cu metal lichid
 Calculation Program for the Optimization of a Liquid Metal MHD Generator.
 Berechnungsprogramm für die Optimierung des MHD Generators mit Flüssigmetall.
 Programme de calcul pour l'optimisation d'un générateur MHD à métal liquide.
- TATA, M. Contribuții la proiectarea pompelor MHD de inducție 25
 Contributions to the MHD Induction Pump Design.
 Beiträge zur Berechnung der induktiven MHD Pumpen.
 Contributions à l'élaboration des projets des pompes d'induction MHD.
- BIDIAN, D. Debitmetru electromagnetic fără contacte cu cîmp pulsator 31
 An Electromagnetic Flow-Meter without Contacts with Pulsating Field.
 Elektromagnetischer kontaktloser Durchflussmesser mit Pulsationsfeld.
 Débitmètre électromagnétique sans contacts à champ pulsatoire.
- SZEKELY, I., DÁVID, B. Determinarea schemei echivalente a transformatorului de medie frecvență cu înfășurări concentrice 37
 Determination of the Equivalent Circuit of a High-Frequency Transformer with Concentric Windings.
 Bestimmung der Ersatzschaltung des Mittelfrequenztransformators mit konzentrischen Wicklungen.
 Détermination du schéma équivalent d'un transformateur à moyenne fréquence avec enroulements concentriques.
- STOIA, D., GHEAVU, A., COMNAG, V. Proiectarea servomotoarelor de curent continu cu inerție redusă 41
 Design of Moving Coil Motors.
 Berechnung von nutenlosen Gleichstromstellmotoren.
 Établissement d'un projet pour les servomoteurs à courant continu sans encoches.

- SZABO, W., MAILAT, A. Voltmetre de tensiune continuă cu
scara extinsă cu diode Zener 47
D.C. Voltmeters with Scale Extension and Zero Suppression
by Means of Zener Diodes.
Gleichspannungsvoltmeter mit Nullpunktunterdrückung und
Skalenstreckung mit Zenerdioden.
Voltmètres de tension continue avec suppression du zéro
et extension de l'échelle avec diodes Zener.
- IORDACHE, T., TOPA, I. Factori de putere la redresoarele
comandate 53
Power Factors of Semiconductor Controlled Rectifiers.
Leistungsfaktoren bei gesteuerten Gleichrichtern.
Facteurs de puissance aux redresseurs commandés.
- TOPA, I., PÎRVULESCU, V. Invertor cu modulație în lățime
pentru mașini liniare de putere medie 57
Widthpulse Modulation Inverter for Medium Power Linear
Machines.
Pulswechselrichter für lineare Maschinen mittlerer
Leistung.
Onduleur à modulation en largeur pour les machines
linéaires de puissance moyenne.
- MARGINEANU, I., CÎMPEANU, R. Proiectarea cu ajutorul SPAD
a unui invertor serie cu sarcină rezistivă 63
Digital Computer Design of a Resistive Load Series
Inverter.
Berechnung eines Wechselrichters mit ohmscher Last mit
Methoden der automatischen Datenverarbeitung.
Calcul d'un onduleur série à charge résistive par
calculateur.
- CERNAT, M., SCHUSTER, M. Comanda convertoarelor electrice
cu tiristoare 69
Control of Thyristor Electric Converters.
Steuerung von Thyristorstromrichter.
La commande des mutateurs à thyristors.
- SAAL, C., SISAK, FR. Despre alunecarea nominală optimă a
acțiunilor electrice cu jocuri periodice de sarcină 77
On the Rated Optimal Slip of the Electric Drive with
Periodical Shock Loads.

Beitrag zur Bestimmung des optimalen Nennschlupfs der elektrischen Antriebe mit periodischer Stossbelastung.
 Sur le glissement nominal optimal des commandes électriques aux chocs periodiques de charge.

- GODOIU, R. Procedee de mărire a randamentului oscilomotoarelor lucrind în regim de jocuri la capetele cursei (OMSCC) 85
 Efficiency Increasing Methods with Oscillating Motors Working with Shocks at Stroke Ends.
 Verfahren zur Erhöhung des Wirkungsgrades von Schwingungsmotoren bei Stosswirkung am Ende des Ankerschubes.
 Procédés d'augmentation du rendement des oscillomoteurs travaillant en régimes de chocs à la fin de la course.
- MARGA, GH., DAN, ST. Funcția de transfer a arborelui electric cu motoare asincrone fără legături electrice între rotoare, comandat prin frecvență 89
 Transfer Function of the Frequency Driven Electric Shaft with Asynchronous Motors, without Electric Connectors Between Rotors.
 Die Übertragungsfunktion der frequenzgesteuerten elektrischen asynchronen Motoren ohne Elektroanschlüsse zwischen den mechanisch gekoppelten Läufern.
 La fonction de transfert de l'arbre électrique à moteurs asynchrones sans liaisons électriques de puissance entre, les rotors de l'arbre, commandé par fréquence.
- DAN, ST., MARGA, GH. Sisteme automate în distribuții. Sisteme stohastice 93
 Automatic Systems in Distributions. Stochastic Systems.
 Automatische Systeme in Verteilern. Stochastische Systeme.
 Systèmes automatiques dans les distributions. Systèmes stochastiques.
- ALEXE, I. Sistem pentru comanda reversării sensului de numărare a incrementilor de deplasare la maginile unelte 99
 A Control System for the Reversal of the Counting Sense of Displacement Elements in Machine Tools.
 Steuersystem zur Veränderung der Zahlrichtung von Verschiebungselementen bei Werkzeugmaschinen.

Système de commande pour l'inversement du sens de compter des incréments de déplacement aux machines-outils.

- TOACȘE, GH. Comanda motorului pas cu pas în buclă minoră cu sincronizare externă 103
- Control of the Minor Loop Stepping Motor with External Synchronizing Pulses.
- Steuerung des Schrittmotors in lokaler Schleife mit äußerer Synchronisierung.
- Control du moteur pas à pas localement bouclé avec un train d'impulsions extérieur.
- SZENTGYÖRGYI, V. Experimentarea unei noi metode de codificare și decodificare a codurilor corectoare de erori 107
- Testing a New Method of Codification and Decodification of Error Correction Codes.
- Experimentierung einer neuen Codier- und Decodiermethode der Fehlerkorrekturcodes.
- Experiments des nouvelles méthodes de codification et décodification des codes correcteurs d'erreurs.
- VEȘTEAN, D. Asupra calculului iluminării date de giruri de surse luminoase 113
- Calculus of Lighting Illumination with Light-Point Sources Settled in Sequences.
- Berechnung der Beleuchtung einer Reihe von Lichtquellen.
- Sur le calcul d'illumination donné par des rangées de sources lumineuses.

PROIECTAREA SI OPTIMIZAREA UNOR SERII UNITARE DE
MOTOARE ASINCRONE CU ROTORUL IN SCURTCIRCUIT CU DOUA
TURATII. UTILIZIND CALCULATORUL ELECTRONIC NUMERIC

Prof.dr.ing. Andrei Nicolaide, profesor la Universitatea
din Braşov

Ing. Gheorghe Scutaru, asistent la Universitatea din
Braşov

Ing. Maria Antonoaie, asistent la Universitatea din
Braşov

Ing. Maria Neagoe, asistent la Universitatea din Braşov

În lucrarea de faţă se urmăreşte proiectarea unei serii de motoare asincrone cu rotorul în scurtcircuit cu două turaţii, optimizate, utilizând un program de calcul întocmit în limbaj FORTRAN pentru calculatorul electronic numeric FELIX C-256.

Criteriile de optimizare în funcţie de care s-a făcut proiectarea au fost impuse de necesităţile practice şi anume realizarea caracteristicilor tehnice cerute şi economicitatea construcţiei.

1. Consideraţii generale

Pentru obţinerea motoarelor asincrone cu două turaţii în raportul 2 : 1 se poate utiliza o singură înfăşurare de tip Dahlander. Atunci când raportul turaţiilor diferă de 2 : 1 acest tip de înfăşurare nu mai poate fi utilizat. Una din soluţii este utilizarea unei singure înfăşurări cu o schemă de comutare capabilă să asigure o modulare a amplitudinii pe poli, care să conducă la raportul de turaţii dorit. Această soluţie este favorabilă din punct de vedere economic, dar prezintă inconvenientul existenţei armonicilor superioare care reduc performanţele maşinii.

O altă soluţie este utilizarea a două înfăşurări separate pentru fiecare din turaţii. Această soluţie este mai puţin eficientă din punct de vedere economic, necesitând un consum mai mare de materiale active, în schimb influenţa armonicilor superioare este în acest caz mai mică şi se obţin performanţe ridicate. Totodată maşinile cu două înfăşurări distincte permit să se obţină

și 3 sau 4 turații diferite, utilizând pentru fiecare din înfășurări o schemă de tip Dahlander, sau o schemă cu modularea amplitudinii pe poli.

În cadrul acestei lucrări s-a elaborat un program în limbaj FORTRAN cu ajutorul căruia se poate realiza calculul motoarelor asincrone cu două turații cu înfășurare tip Dahlander sau cu două înfășurări separate.

Optimizarea motoarelor s-a realizat în funcție de criteriile expuse în continuare :

1.1. Optimizarea din punct de vedere al caracteristicilor tehnice

Caracteristicile tehnice considerate sînt următoarele : valoarea puterii utile a motorului la fiecare turație, factorul de putere, randamentul ; valorile parametrilor la pornire (M_p/M_N) min, (I_p/I_N) max ; cuplul maxim M_M/M_N .

Caracteristicile tehnice ale motoarelor proiectate au fost stabilite în concordanță cu cerințele beneficiarilor. Programul este astfel întocmit încît să asigure realizarea caracteristicilor la nivelul cerut de beneficiari, sau dacă este posibil la un nivel superior.

1.2. Optimizarea din punct de vedere al economicității construcției

În scopul realizării optimizării motoarelor din punct de vedere al economicității construcției, prin programul conceput s-au luat în considerare următoarele trei variante care asigură acoperirea necesităților practice :

a. Proiectarea motoarelor la gabarite impuse, fără modificarea formei și dimensiunilor tolelor statore și rotorice, urmărind reducerea lungimii circuitului magnetic.

b. Proiectarea motoarelor la gabarite imediat inferioare față de cele impuse, fără modificarea formei și dimensiunilor tolelor statore și rotorice.

c. Proiectarea motoarelor la gabaritele impuse sau la gabarite inferioare, modificînd forma și dimensiunile tolelor statore și rotorice.

În alegerea variantei optime de proiectare a motoarelor s-a ținut seama de posibilitățile practice de modificare a procesului tehnologic de fabricație a motoarelor precum și de posibilitatea bobinării manuale sau automate a mașinilor.

2. Metoda de proiectare

Metoda de proiectare utilizată este metoda generală de proiectare a motoarelor asincrone cu rotorul în scurtcircuit expusă de Nicolaide în lucrarea [1], la care s-au făcut adaptările impuse de particularitățile problemelor studiate și s-a întocmit un program de calcul.

Programul permite în toate variantele de la punctul 1.2, proiectarea motoarelor asincrone cu rotorul în scurtcircuit cu două turații, utilizând soluțiile a) cu o înfășurare de tip Dahlander [1], [3], [5] ; b) cu două înfășurări distincte [1], [2], [4], [5].

2.1. Modul de calcul

A. În cazul în care motorul este realizat cu înfășurare de tip Dahlander se calculează complet motorul pentru turația inferioară, impunându-se condiția să se realizeze: inducțiile în limitele admisibile, valorile impuse de beneficiar pentru rapoartele M_p/M_N , I_p/I_N , valorile factorului de putere și a randamentului. Se determină astfel o valoare a inducției magnetice în întrefier și o valoare a lungimii ideale a mașinii.

Valoarea obținută pentru lungimea ideală a mașinii va fi o dată de intrare pentru calculul motorului la turația superioară, egală cu dublul valorii primei turații. Fiind impusă lungimea ideală, va rezulta o valoare a inducției în întrefier și apoi inducțiile în dinți și juguri. Dacă aceste valori depășesc limitele impuse, se va relua calculul pentru cazul primei turații a motorului cu o valoare mai mică a inducției în întrefier, de atâtea ori, pînă cînd valorile inducțiilor magnetice în cazul celei de a doua turații vor fi inferioare valorilor admisibile.

B. În cazul în care cele două turații ale motorului sînt realizate prin două înfășurări diferite, funcționarea la una din turații nu este influențată de cealaltă turație. Din acest motiv programul se repetă de două ori, însă cu date de intrare diferite, corespunzătoare celor două turații.

2.2. Modul de optimizare a motoarelor

În cazul primelor două variante, anumite dimensiuni geometrice ale circuitului magnetic sînt impuse. În acest caz posibilitatea de modificare a principalilor factori care influențează parametrii motorului este foarte limitată. Pentru atingerea unor caracteristici tehnice care să corespundă cerințelor beneficiarilor

s-a urmărit modificarea acelor mărimi, care nu sînt impuse. În acest scop, în cadrul programului întocmit, au fost efectuate ciclări pentru :

a. Determinarea numărului de conductoare care pot fi așezate în creștătură prin modificarea păturii de curent.

b. Limitarea superioară a coeficientului de saturație prin modificarea inducției în întrefier.

c. Mărirea cuplului de pornire prin modificarea densității de curent în inelul rotoric.

d. Reducerea încălzirii prin micșorarea densității de curent în conductoarele statorului.

În cazul celei de a treia variante (de la punctul 1.2) dimensiunile geometrice nu sînt impuse. În acest caz există posibilitatea obținerii unui circuit magnetic utilizat mai eficient.

Pentru obținerea unor parametri optimi, programul conține următoarele posibilități de ciclare.

a. Îmbunătățirea cuplului de pornire prin modificarea numărului de conductoare din creștătură, sau a secțiunii inelului rotoric.

b. Micșorarea curentului de pornire prin modificarea numărului de conductoare din creștătură, sau a secțiunii inelului rotoric.

c. Reducerea încălzirii, prin micșorarea densității de curent în conductorul statoric.

d. Limitarea lungimii pachetului de tole.

2.3. Programul de calcul

Schema logică a programului FORTRAN de proiectare a motoarelor asincrone cu rotorul în scurtcircuit, cu două turații, optimizate, este prezentată în fig. 1.

În schema logică turația pentru care se face calculul este determinată cu ajutorul comutatorului M care ia valorile 1 sau 2 după cum se introduce turația inferioară respectiv turația superioară.

Schema logică corespunde ambelor soluții : cu înfășurare tip Dahlander, respectiv cu două înfășurări distincte, conținutul blocurilor de calcul diferă însă, fiind adaptat pentru fiecare soluție.

Datele de intrare ale programului sînt :

a. Valorile caracteristicilor nominale ale motorului la fie-

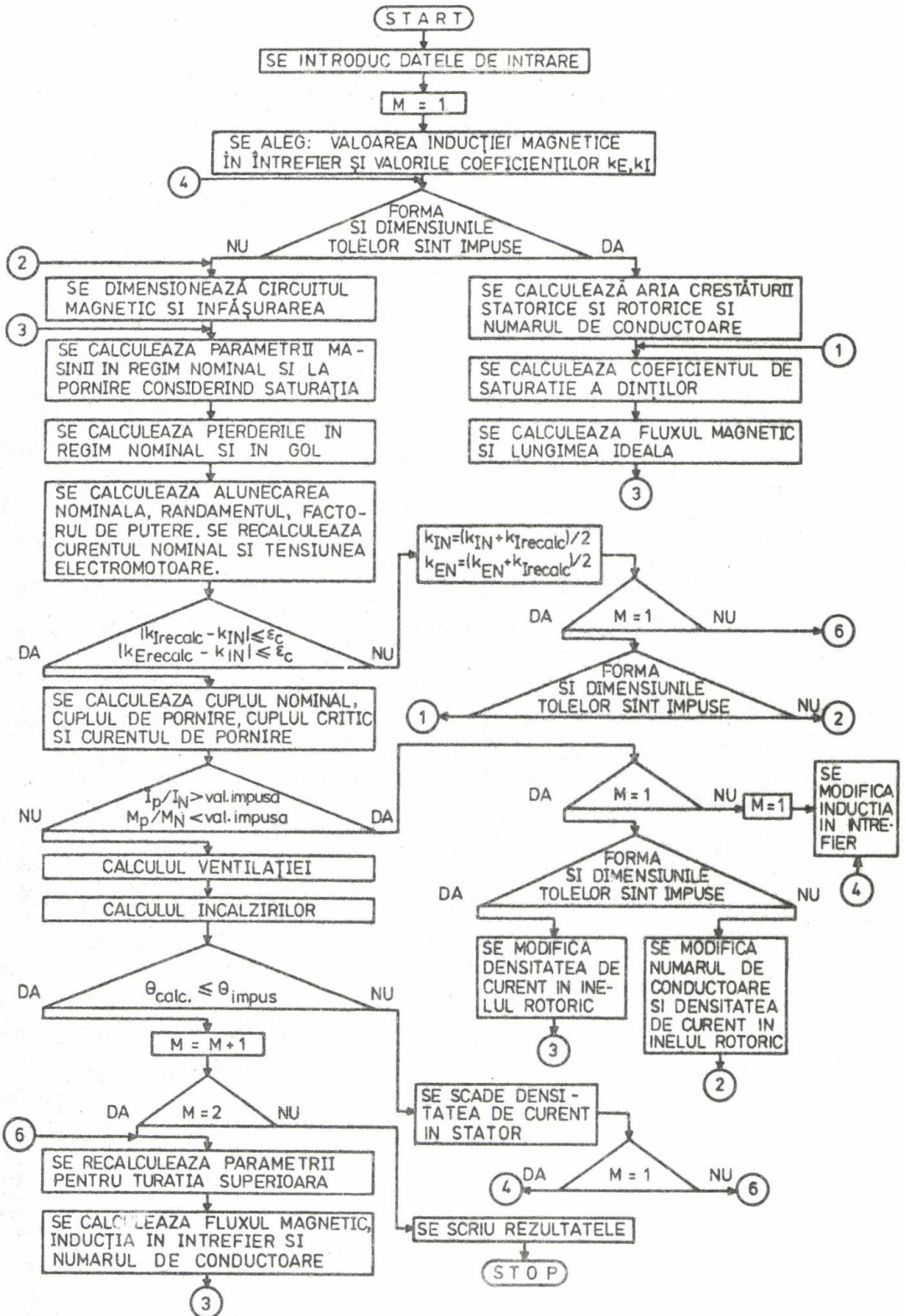


Fig. 1

care turație (putere utilă, tensiune nominală, frecvență, turație sincronă, factor de putere, randament, cuplu de pornire, curent de pornire, cuplu maxim).

b. Valorile impuse ale diametrelor tolelor și ale dimensiunilor creștăturilor statorice și rotorice.

c. Tabele și curbe general valabile în proiectarea motoarelor asincrone (valorile STAS ale diametrelor conductoarelor izolate/neizolate, curbele valorilor inducției magnetice în întrefier și a valorii eficace a păturii de curent în funcție de pasul polar, curba de magnetizare a materialului feromagnetic, curbele coeficienților α_1 și k_f în funcție de k_g , curba valorilor coeficientului de neuniformitate a cimpului magnetic în funcție de inducție, curba coeficientului k_g în funcție de numărul de perechi de poli, curba coeficientului k_I în funcție de factorul de putere). Programul întocmit prezintă următoarele modificări față de cel prezentat în lucrarea [2]:

a. Asigură calculul regimurilor de funcționare a motorului la fiecare turație, calculând de fiecare dată parametrii motorului ținând seama de modificarea datelor de intrare și a datelor înfășurării de la o turație la alta.

b. Determină pierderile în materialul feromagnetic de pe curba de pierderi pusă la dispoziție de beneficiar.

c. În calculul scăpărilor diferențiale se ține seama de înclinarea barelor rotorice, ceea ce determină o creștere a valorii calculate a factorului de putere și a cuplului de pornire, valori mai apropiate de rezultatele experimentale.

d. S-a mărit precizia calculelor prin luarea în considerare a valorii rezistenței circuitului de magnetizare. Ca urmare coeficienții K_I și K_E se recalculează cu relațiile :

$$k_I = 1 / |1 + Z_{G2} / Z_m| \quad ;$$

$$k_E = 1 / |1 + Z_{G1} (1/Z_{G1} + 1/Z_m)| ,$$

deduse din schema echivalentă a motorului asincron. În cazul în care valorile recalculate ale acestor coeficienți diferă cu mai mult de $\varepsilon_c = 5 \cdot 10^{-3}$ de valorile adoptate inițial, atunci se reiau calculele cu media aritmetică a celor două valori.

3. Rezultate

Lucrarea de față a fost realizată în cadrul unui contract cu Întreprinderea Electroprecizie Săcele.

Pe baza rezultatelor obținute cu ajutorul programului elaborat au fost construite motoare, utilizate ca modele experimentale. Caracteristicile tehnice ale unuia dintre aceste motoare sînt prezentate în tabelul 1.

Caracteristicile tehnice ale unui motor asincron cu rotorul în scurtcircuit cu două turații cu înfășurare Dahlander.

Tabelul 1

Nr. crt.	Caracteristici	U.M.	Valori nominale		Valori calculate		Valori măsurate	
1.	Turație asincronă	rot/min	1500	3000	1500	3000	1500	3000
2.	Putere utilă	kW	2,2	3	2,2	3	2,2	3
3.	Factor de putere	-	0,8	0,86	0,86	0,94	0,87	0,95
4.	Rendament	%	79	80	83	80	83	80
5.	Cuplu de pornire	-	2,2	2,2	2,4	2,3	2,46	2,35
6.	Curent de pornire	-	6,5	6,5	6,2	6	6,26	6,11
7.	Cuplu maxim	-	2,4	2,4	2,5	2,53	2,5	2,55

Comparînd valorile obținute prin calcul cu rezultatele experimentale se constată o precizie ridicată a valorilor obținute cu programul de calcul întocmit.

BIBLIOGRAFIE

- [1] NICOLAIDE, A. Mașini electrice. Ed. Scrisul Românesc, Craiova, 1975.
- [2] NICOLAIDE, A. și colectiv. Contribuții la proiectarea și optimizarea unor serii unitare de motoare asincrone cu rotorul în scurtcircuit utilizînd calculatorul electronic numeric. Lucrări științifice, nouă în mecanică aplicată și în construcția de mașini. Universitatea din Brașov, Vol.13, A, 1976, p.135-140.
- [3] BALA, C., PETIȚA, A. și LEFTER, V. Cartea bobinatorului de mașini electrice. Editura tehnică, București, 1967.
- [4] DORDEA, T. Mașini electrice. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1977.
- [5] SERGHEIEV, P.S., VINOGRADOV, N.V., GORIANOV, F.A. Proektirovanie elektriceskih mašin. Izdat. Energiia, Moskva, 1969, str.450-457.

NICOLAIDE, A., SCUTARU, G. H., ANTONOAI, M., NEAGOE, M.

PROIECTAREA SI OPTIMIZAREA UNOR SERII UNITARE DE
MOTOARE ASINCRONE CU ROTORUL IN SCURT-CIRCUIT CU DOUA
TURATII. UTILIZIND CALCULATORUL ELECTRONIC NUMERIC

Rezumat

Se prezintă un program de calcul întocmit în limbaj FORTRAN, care permite proiectarea motoarelor asincrone cu rotorul în scurtcircuit, optimizate din punct de vedere tehnic și economic, utilizând soluțiile : a) cu o înfășurare de tip Dahlander ; b) cu două înfășurări distincte.

Optimizarea motoarelor este realizată în cazurile : a) forma și dimensiunile tolelor sunt impuse ; b) forma tolelor este impusă, iar dimensiunile se determină urmărind optimizarea construcției.

Se dau rezultate obținute pentru realizări practice la întreprinderea "Electroprecizie".

COMPUTER-AIDED DESIGN AND OPTIMIZATION OF TWO-SPEED
SQUIRREL-CAGE ASYNCHRONOUS MOTOR STANDARD SERIES

Abstract

A program prepared in FORTRAN language is presented, which enables a technically and economically optimized design of two-speed squirrel-cage asynchronous motors, utilizing the solutions: a) with a Dahlander winding ; b) with two different windings.

The optimization of the motors is achieved for the cases : a) the shape and the sizes of the steel sheets are imposed ; b) the shape of the steel sheets is imposed, the sizes are determined by optimizing the construction.

Results are given for practical applications carried out at the "Electroprecizie" works.

CONTRIBUTII LA CALCULUL MOTOARELOR ASINCRONE LINIARE

Ing.Ovidiu Peşteanu, şef de lucrări la Universitatea Braşov
Dr.ing.Marian Ţaşa, şef de lucrări la Universitatea Braşov
Ing.Károly Ambrus, proiectant la Intrep. Tractorul Braşov

În lucrarea [2] se stabileşte pentru motorul asincron liniar cu stator plan scurt cu număr par de paşi polari şi polii marginali complet bobinaţi o metodă de calcul, prin care se ia însă în considerare numai efectul de capăt transversal. În acest articol se prezintă o metodă de proiectare mai precisă a motorului asincron liniar, obţinută prin completarea metodei de dimensionare din [2] cu un calcul de verificare a performanţelor şi încălzirii motorului.

Etapele de calcul ale unui motor care trebuie să dezvolte forţa F_N la viteze v_N sînt următoarele :

1) Se majorează F_N la valoarea $F = k_F F_N$ cu $k_F = 1,1 \dots 1,4$; se adoptă densitatea admisibilă de curent $J_1 = (2 \dots 5) 10^6 \text{ A/m}^2$ din înfăşurarea statorului la viteza v_N şi se calculează dimensiunile motorului cu formulele din [2] .

2) În lucrarea [4] se determină nişte coeficienţi, a căror utilizare în calculele de proiectare permite luarea în consideraţie a efectelor de capăt longitudinale. Rezolvînd cu ajutorul impedanţelor echivalente pe fază directă Z_{ed} şi inversă Z_{ei} [3] sistemul de ecuaţii (32) şi utilizînd relaţia (39) din [4] se obţin componentele simetrice ale curenţilor statorici şi forţa F'_N dezvoltată de motor la viteza v_N ; dacă $F'_N < F_N$, atunci se majorează coeficientul k_F şi se reface calculul de dimensionare.

3) Dacă încălzirea înfăşurării statorului, determinată cu schemele termice şi relaţiile prezentate în [1] şi [6] depăşeşte temperatura admisibilă corespunzătoare clasei de izolaţie a înfăşurării, atunci se micşorează J_1 şi se reface calculul motorului (îndusul se presupune suficient de lung, astfel încît încălzirea sa este neglijabilă).

Cu metoda de calcul prezentată s-a proiectat un motor liniar destinat acţionării unui transportor [5] a cărui viteză de rulare

este de 2 ... 4 m/s. Statorul motorului, montat în partea superioară a transportorului (fig. 1), are pasul polar : 0,051 m ; lăţimea : 0,1 m ; întrefierul : 0,01 m iar înfăşurările armăturilor

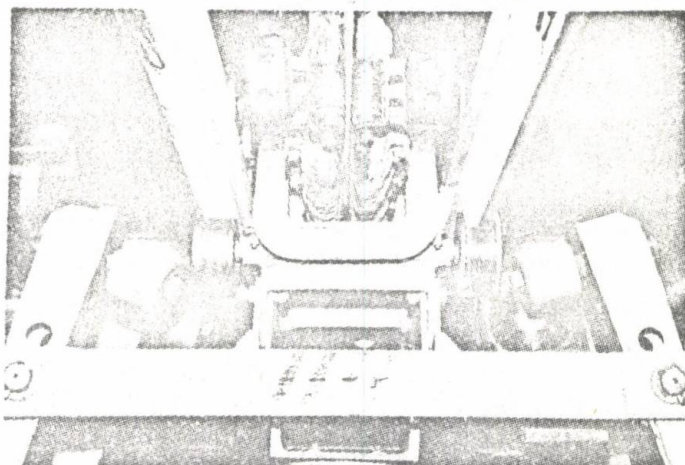


Fig. 1

statorice sînt conectate în paralel. Indusul din aluminiu are grosimea : 0,004 m ; lăţimea : 0,3 m şi lungimea : 50 m. Caracteristicile de funcţionare în funcţie de alunecare ale motorului avînd înfăşurarea statorului conectată în stea sînt reprezentate în figura 2, în care k_p reprezintă factorul de putere iar mărimi-

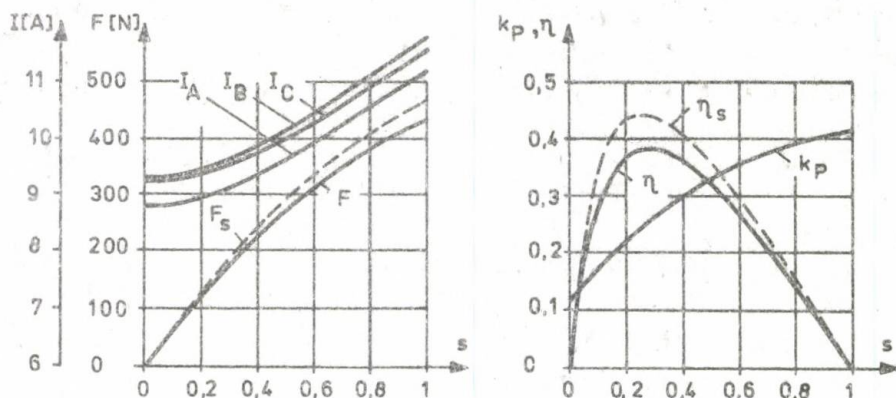


Fig. 2

le avînd indicele s s-au calculat neglijînd efectele de capăt longitudinale. Deosebiri relativ mici dintre F şi F_s şi respectiv dintre η şi η_s (fig. 2) apar datorită alegerii la proiectare a unui număr de perechi de poli relativ mare : $p = 5$. În figu-

ra 3,a sînt reprezentate curbele încălzirii înfășurării statorului: θ pentru conexiunea stea și θ_T pentru conexiunea triunghi, iar în figura 3,b curbele puterilor : absorbită P_1 , electromagnetică P_e , mecanică P_M și a pierderilor electromagnetice din inductor p_2 . Moto-

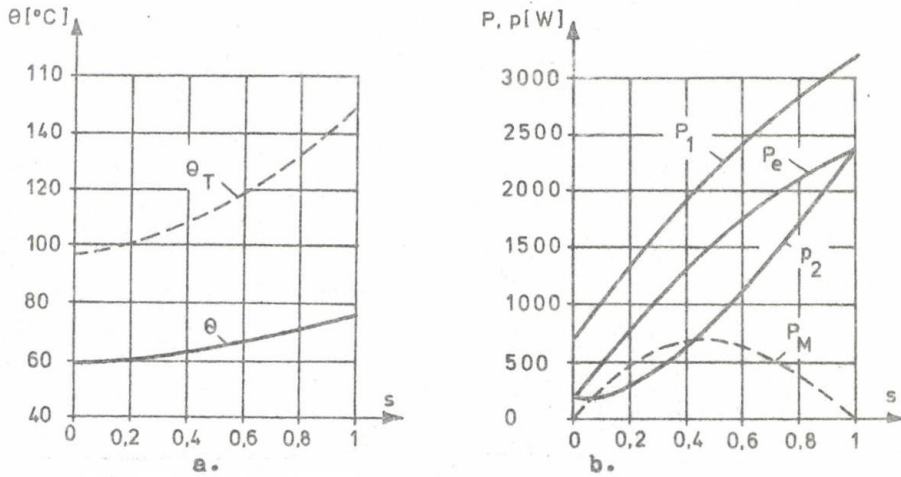


Fig. 3

rul a fost astfel calculat încît chiar în cazul conexiunii triunghi a înfășurării statorice, încălzirea acestuia la viteza minimă de rulare de 2m/s (corespunzătoare la $s \approx 0,6$) să nu depășească temperatura admisibilă de 120°C corespunzătoare clasei de izolație E a înfășurării statorului.

BIBLIOGRAFIE

- [1] GHEORGHIU, I.S. Mașini electrice. Probleme și aplicații industriale, vol.2, București, Editura tehnică, 1966.
- [2] PEȘTEANU, O. Dimensionarea motorului asincron liniar. In : Noutăți în mecanică aplicată și în construcția de mașini, Universitatea din Brașov, vol.XVII-A, 1975, p.155-160.
- [3] PEȘTEANU, O. Schemele echivalente ale motoarelor asincrone liniare și ale pompelor MHD plane. In: E.E.A.-Electrotehnica 23, nr.7, 1975, p.309-316.
- [4] PEȘTEANU, O. Die Längsendeffekte beim asynchronen Linearmotor mit quergeschlitzter Reaktionsschiene. In: Rev.Roum.Sci.Techn., -Électrotechn.et Énerg., 20, 4, 1975, p.537-552.
- [5] ȚAȚA, M., PEȘTEANU, O. Calculul și realizarea unui motor asincron liniar. Contract Intrep. Tractorul Brașov, iunie 1975.
- [6] ȚAȚA, M. Studiul mașinilor magnetohidrodinamice în regim de generator și de pompă. Teză de doctorat, Universitatea Bv.1976.

PESTEANU, O., TATA, M., AMBRUS, K.

CONTRIBUTII LA CALCULUL MOTOARELOR
ASINCRONE LINIARE

Rezumat

In lucrare se prezintă o metodă de calcul a motorului asin-
cron liniar, prin care se iau în considerare efectul de capăt
transversal și efectele de capăt longitudinale. Sînt date carac-
teristicile de funcționare și curbele încălzirii înfășurării sta-
torice în funcție de alunecare ale unui motor proiectat pentru
acționarea unui transportor.

BEITRAG ZUR BERECHNUNG DER ASYNCHRONEN
LINEARMOTOREN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine Berechnungsmethode für asynchrone
Linearmotoren vorgestellt, die den Breitenendeffekt und die Läng-
sendeffekte berücksichtigt. Die Betriebskennlinien und die Erwär-
mungskurven der Ständerwicklung, eines für den Antrieb eines För-
deranlage berechneten Motors, werden, in Abhängigkeit vom Schlupf,
dargestellt.

CONTRIBUTII LA DETERMINAREA CIRCUITULUI MAGNETIC
ECHIVALENT AL MOTORULUI ASINCRON LINIAR

Ing. Ovidiu Peşteanu, şef de lucrări la Universitatea
din Braşov

1. Introducere

La studiul maşinii electrice plane de inducţie cu stator bilateral scurt, pentru a lua în considerare şi cîmpul magnetic din spaţiul exterior întrefierului s-a prelungit teoretic circuitul magnetic statoric şi în exteriorul întrefierului, atât în lungul direcţiei longitudinale cît şi în lungul celei transversale faţă de direcţia de mişcare a indusului [2], [3]. Pentru circuitul magnetic echivalent astfel obţinut s-a presupus că întrefierul din dreptul porţiunilor exterioare zonei active (exterioare întrefierului real) creşte direct proporţional cu distanţa pînă la marginea statorului, avînd un unghi de înclinare egal cu 51° , determinat în lucrarea [1] cu ajutorul metodei reprezentărilor conforme.

Fluxurile magnetice care se închid între feţele frontale ale armăturilor statorice se închid de fapt numai între feţele frontale ale dinţilor şi jugurilor. Rezultă că feţele frontale, fără creştături, ale circuitului magnetic echivalent sînt înclinate cu un unghi β_1 mai mare decît 51° [4], unghi a cărui determinare este scopul acestei lucrări.

2. Determinarea unghiului de înclinare a feţelor frontale ale circuitului magnetic echivalent

Se consideră circuitul magnetic al unui stator bilateral cu creştături deschise (fig. 1,a) şi circuitul său magnetic echivalent (fig. 1,b). Pentru ambele circuite magnetice permeabilităţile armăturilor se consideră infinite, iar tensiunea magnetică dintre armătura inferioară şi cea superioară egală cu U_m .

Circuitul magnetic echivalent se prelungeşte în semispaţiul $z > 0$ pînă la distanţa D'' (fig. 1,b), egală cu distanţa maximă faţă de marginea statorului, pînă la care sînt situate părţile

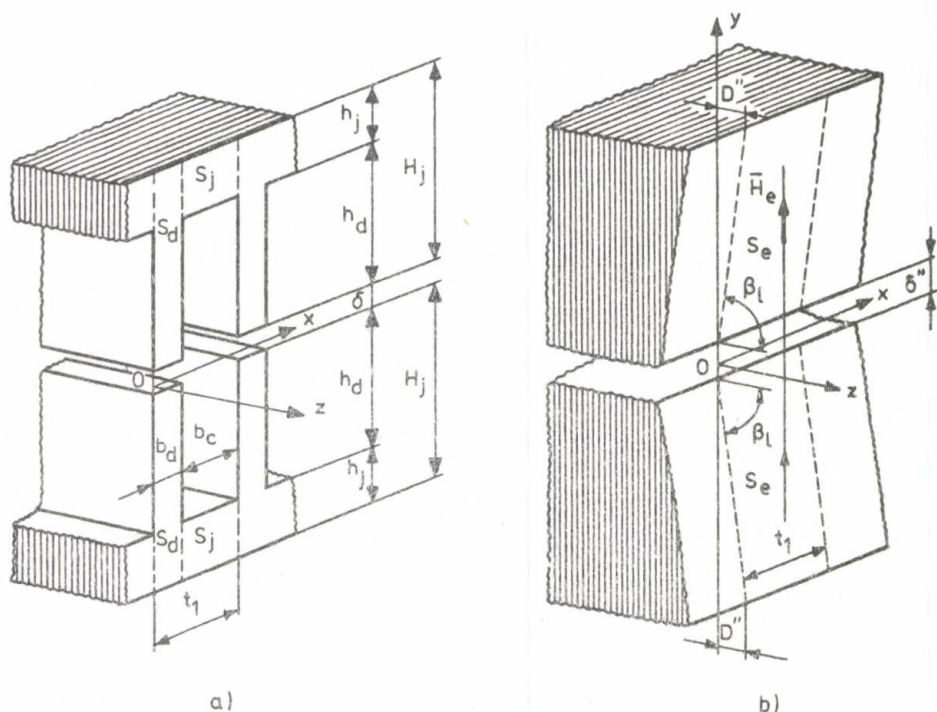


Fig. 1. Porțiuni din fețele frontale ale armăturilor :
a) circuitului magnetic al unui stator bilateral ;
b) circuitului magnetic echivalent.

frontale ale înfășurării statorice (fig. 2) [4]. Intensitatea cîmpului magnetic $\bar{H}_e$ dintre fețele frontale ale armăturilor se presupune orientată în lungul axei Oy (fig. 1,b) [4].

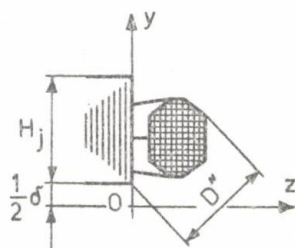


Fig. 2. Distanța D'' pînă la care este situată partea frontală a înfășurării statorice.

Unghiul de înclinare β_l se calculează din condiția de egalitate a fluxurilor magnetice dintre armăturile celor două circuite magnetice reprezentate în figura 1, determinate pe lungimea unui pas dentar t_1 ; în calcule se vor neglija fluxurile magnetice corespunzătoare fețelor armăturilor o-puse întrefierului (δ'' din figura 1,b reprezintă lățimea întrefierului echivalent).

Avînd înălțimi H_j relativ mari în raport cu întrefierul δ , la calculul fluxului magnetic Φ_d dintre cele două suprafețe S_d (fig. 1,a) se pot înlocui aceste suprafețe cu două suprafețe S'_d

inclinate la 51° față de planul xOz (fig. 3,a) [1], între care intensitatea cîmpului magnetic $\vec{H}_d$ este orientată în lungul axei Oy . Deoarece la distanțe relativ mari față de întrefier se poate considera că liniile de cîmp magnetic reale sînt arce de cerc, lungimea totală pînă la care se prelungesc în lungul axei Oz suprafețele S'_d (decî lungimea pînă la care se ia în considerare cîmpul mag-

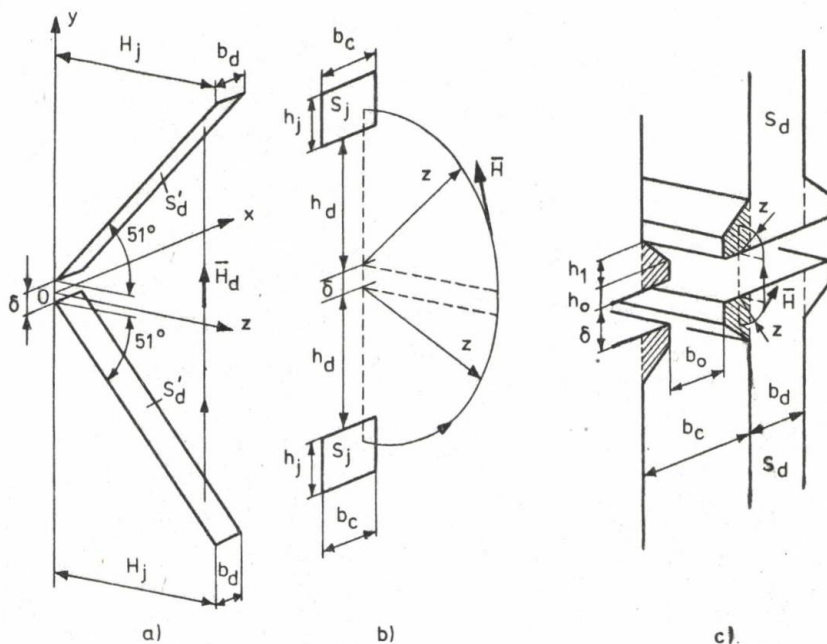


Fig. 3. Curbele liniilor de cîmp magnetic utilizate la calculul fluxurilor magnetice.

netic) se consideră egală cu înălțimea H_j a unui pachet de tole statoric (fig. 1,a) ; rezultă (fig. 3,a) :

$$\Phi_d = \int_0^{H_j} \mu_0 \frac{U_m}{\delta + 2z \tan 51^\circ} b_d dz. \quad (1)$$

Cele două suprafețe S_j (fig. 1,a) au înălțimi h_j mici în raport cu distanța dintre ele și rezultă că ele nu se mai pot înlocui cu două suprafețe inclinate la 51° față de planul xOz . La calculul fluxului magnetic Φ_j dintre cele două suprafețe S_j se poate utiliza metoda aproximării formei liniilor de cîmp magnetic

prin combinații de arce de cerc și segmente de dreaptă racordate între ele (fig. 3,b), obținându-se :

$$\Phi_j = \int_{h_d}^{h_d+h_j} \mu_0 \frac{U_m}{\delta+\pi z} b_c dz. \quad (2)$$

În cazul unor creștături trapezoidale semifinchise, fluxul magnetic Φ_o care se închide între suprafețele hașurate din figura 3,c se poate determina tot cu ajutorul metodei aproximării formei liniilor de câmp magnetic cu arce de cerc și segmente de dreaptă :

$$\Phi_o = \int_0^{h_o} \mu_0 \frac{U_m}{\delta+\pi z} (b_c-b_o) dz + \int_{h_o}^{h_o+h_1} \mu_0 \frac{U_m}{\delta+\pi z} (b_c-b_o) \left(1 + \frac{h_o-z}{h_1}\right) dz. \quad (3)$$

În ipotezele admise mai înainte, fluxul magnetic Φ_e care se închide între cele două suprafețe S_e ale armăturilor circuitului magnetic echivalent (fig. 1,b) se calculează cu :

$$\Phi_e = \int_0^{D''} \mu_0 \frac{U_m}{\delta^2+2ztg\beta_1} t_1 dz. \quad (4)$$

Înlocuind formulele (1), (2), (3) și (4) în egalitatea :

$$\Phi_d + \Phi_j + \Phi_o = \Phi_e \quad (5)$$

se obține, după câteva calcule, următoarea ecuație utilizată pentru determinarea (pe calculator) unghiului β_1 :

$$\begin{aligned} \frac{1}{2tg\beta_1} \ln(1+2tg\beta_1 \frac{D''}{\delta}) = & \frac{1}{2tg51^\circ} \frac{b_d}{t_1} \ln(1+2tg51^\circ \frac{H_j}{\delta}) + \frac{1}{\pi} \frac{b_c}{t_1} \ln(1 + \frac{\pi h_j}{\delta+\pi h_d}) + \\ & + \frac{1}{\pi} \frac{b_c-b_o}{t_1} \left[\ln(1 + \frac{\pi h_o}{\delta}) + \frac{1}{h_1} (h_o+h_1 + \frac{\delta}{\pi}) \ln(1 + \frac{\pi h_1}{\delta+\pi h_o}) - 1 \right]. \end{aligned} \quad (6)$$

Creșterea fluxurilor magnetice Φ_d , Φ_j și Φ_o în urma scăderii reluctanțelor frontale datorită umflării în aer a tuburilor liniilor de câmp magnetic se consideră că se compensează cu micșorarea acestor fluxuri magnetice frontale produsă de următoarele

două cauze :

- reluctanța pachetului de tole statoric în direcția transversală este mai mare decât reluctanța în direcția longitudinală datorită izolației tolelor ;

- acțiunea demagnetizantă a curenților turbionari produși în tole prin variația în timp a fluxurilor magnetice frontale.

3. Concluzii

În lucrarea [4] este prezentat un studiu bidimensional cu metoda diferențelor finite al efectelor de capăt la motorul asincron liniar, în cadrul căruia se utilizează un circuit magnetic echivalent avînd fețele frontale înclinate cu un unghi β_1 mai mare decât 51° . Verificările experimentale efectuate pe un motor liniar, pentru care s-a obținut prin rezolvarea ecuației (6) :

$\beta_1 = 76^\circ$ [4], au arătat o bună concordanță cu rezultatele teoretice. Prin utilizarea în calcule a unui unghi de înclinare a fețelor frontale ale circuitului magnetic echivalent de 51° ca în lucrările [2] și [3], se obțin (datorită întrefierului mediu mai mic) inductivități mai mari și deci curenți și forțe mai mici (erorile astfel rezultate față de datele experimentale prezentate în [4] fiind de 7 ... 8%).

BIBLIOGRAFIE

- [1] APPUN, P. Über das Betriebsverhalten von Gleichfeld-MHD-Wandlern unter besonderer Berücksichtigung der Endverluste, Dissertation, TU Braunschweig, 1970.
- [2] WEH, H., BRAESS, H., MOSEBACH, H. Die rechnerische Behandlung asynchroner linearer Wandler, Energy Conversion, Pergamon Press, Vol. 11, 1971, p. 25-37.
- [3] MOSEBACH, H. Effekte der endlichen Länge und Breite bei asynchronen Linearmotoren in Kurzständer- und Kurzläuferbauform, Dissertation, TU Braunschweig, 1972.
- [4] PEȘTEANU, O. Contribuții la studiul efectelor de capăt la motorul asincron liniar. În : E.E.A. - Electrotehnica 25, nr. 2, 1977, p. 92-98.

PEȘTEANU, O.

CONTRIBUTII LA DETERMINAREA CIRCUITULUI MAGNETIC
ECHIVALENT AL MOTORULUI ASINCRON LINIAR

Rezumat

In lucrare se prezintă o metodă de calcul al unghiului de inclinare a fețelor frontale ale circuitului magnetic echivalent al motorului asincron liniar, prin care se ține seama de creșterea armăturilor statorice.

BEITRAG ZUR BESTIMMUNG DES ÄQUIVALENTEN MAGNETISCHEN
KREISES DES ASYNCHRONEN LINEARMOTORS

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine Berechnungsmethode des Steigungswinkels der Stirnflächen des äquivalenten Magnetkreises eines asynchronen Linearmotors vorgestellt, die die Nutung des Ständers berücksichtigt.

PROGRAM DE CALCUL PENTRU OPTIMIZAREA UNUI GENERATOR
MHD CU METAL LICHID

Dr.ing. Aurel Gogoiu, șef lucrări la Universitatea
din Brașov
Ing. "ÜRMÖSI Károly, I.A.E.A. Sf. Gheorghe

1. Introducere

Instalarea unor generatoare MHD în complexul centralelor termoelectrice, clasice și nucleare, va face ca randamentul global al acestor centrale să crească de la 38-42%, la circa 60%.

Un interes deosebit pentru generatoarele MHD cu metal lichid este manifestat în centralele nucleare cu reactoare rapide. Există posibilități de suprapunere a unor cicluri MHD cu metal lichid peste ciclul reactorului nuclear, obținându-se astfel o îmbunătățire a randamentului global al centralei nucleare [1]. Evident, îmbunătățirea acestui randament depinde în mare măsură de randamentul generatorului MHD cu metal lichid.

În lucrare se prezintă un program de calcul simplu pentru optimizarea unui generator MHD cu metal lichid. Programul poate fi utilizat la stabilirea principalelor dimensiuni ale generatorului MHD, care conduc la obținerea unui randament maxim.

2. Considerații asupra optimizării generatoarelor MHD
cu metal lichid

În fig. 1 este prezentată o secțiune longitudinală printr-un generator MHD de curent alternativ. Așa cum este cunoscut, la aceste generatoare, întrefierul are o înălțime relativ mare, iar factorul de putere rezultă de valoare redusă. De aceea, pierderile în înfășurările inductoarelor rezultă mari și influențează randamentul electric.

Studiile de optimizare, efectuate până în prezent pentru cazul mai general al mașinilor liniare de inducție, pun numai problema randamentului electric [2,3]. O lucrare [4] în care se pre-

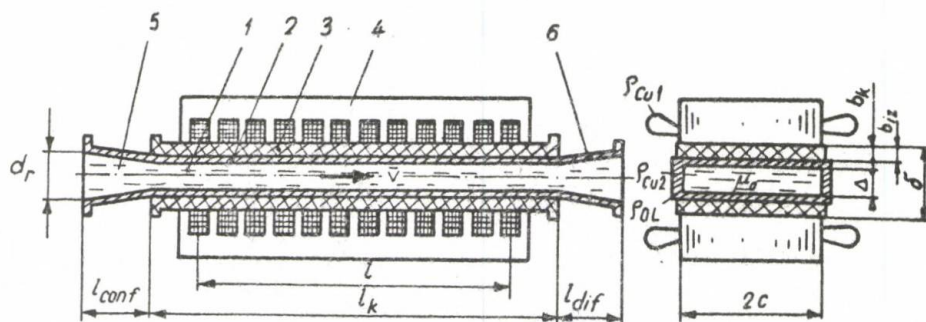


Fig. 1. Secțiune longitudinală și transversală printr-un generator MHD cu canal liniar plan : 1 - metal lichid; 2 - peretele canalului; 3 - izolația termică; 4 - inductor; 5 - difuzor; 6 - confuzor(difuzor).

zintă optimizarea pompelor MHD cu metal lichid ia în considerare pierderile Joule în înfășurările inductoarelor și în metalul lichid. Relațiile care servesc la determinarea maximului randamentului sînt exprimate în funcție de geometria întrefierului și a înfășurărilor. Se mai iau în considerare constantele fizice ale mediilor din întrefier, solicitările magnetice și electrice ale materialelor active. În final se determină minimul raportului dintre pierderile electrice totale $\sum P_{el}$ și puterea hidraulică utilă P_H din canal, în funcție de două variabile : alunecarea s și înălțimea Δ a metalului lichid. Pentru stabilirea minimului se rezolvă grafic ecuațiile algebrice care rezultă din anularea derivatelor parțiale :

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{\sum P_{el}}{P_H} \right) = 0 \quad ; \quad \frac{\partial}{\partial \Delta} \left(\frac{\sum P_{el}}{P_H} \right) = 0 . \quad (1)$$

Metoda prezentată mai sus servește pentru determinarea valorilor optime ale alunecării și înălțimii metalului lichid, ceilalți parametri fiind considerați constanți, deci servește la rezolvarea unei probleme relativ restrinse.

La generatoarele MHD, în afara randamentului electric, mai interesează și randamentul total. Cele două randamente sînt definite de relațiile :

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_{el} + \sum P_{el}} \quad ; \quad \eta_t = \frac{P_{el}}{P_{el} + \sum P_{el} + \sum P_h} . \quad (2a, b)$$

S-au utilizat notațiile :

P_{el} - puterea electrică activă debitată de generator ;

ΣP_{el} - pierderile electrice totale din generator ;

ΣP_h - pierderile hidraulice totale din canalul generatorului.

La numitorul expresiilor (2a,b) sînt cele două puteri hidraulice :

$$P_H = P_{el} + \Sigma P_{el} \quad , \quad (3)$$

puterea hidraulică utilă din canal ;

$$P_{Ht} = P_{el} + \Sigma P_{el} + \Sigma P_h \quad , \quad (4)$$

puterea hidraulică totală cedată de fluid canalului MHD.

Din cele prezentate mai înainte rezultă că, determinarea analitică a maximumului randamentului total este greu de realizat, deoarece, introducerea pierderilor hidraulice complică mult calculele. În aceste condiții, pentru determinarea randamentului s-a apelat la calculatorul electronic, pentru care s-a întocmit programul prezentat în continuare.

3. Programul de calcul pentru optimizarea generatoarelor MHD

În fig. 2 este prezentată schema logică simplificată a programului de calcul. Datele de intrare sînt următoarele :

ρ_{Cu1} , ρ_{Cu2} , ρ_{O1} - rezistivitățile metalelor utilizate în construcția generatorului (fig. 1) ;

ρ - densitatea metalului lichid din canal ;

ν - viscozitatea cinematică a metalului lichid ;

B_0 , j_{Cu1} - solicitările materialelor active ;

f - frecvența ;

b_k , b_{iz} - grosimea peretelui canalului, respectiv a izolației (fig. 1) ;

m - numărul fazelor ;

k_C - coeficientul lui Carter ;

k_l - coeficient de calcul pentru lungimea capetelor de bobină ;

d_r - diametrul conductei circulare la care se racordează generatorul ;

l_k , l_{conf} - lungimea canalului, respectiv lungimea confuzorului ($l_{conf} = l_{dif}$).

Programul începe cu calculul coeficientului care ține seama de efectul de capăt transversal. Acest coeficient este utilizat

la calculul puterii hidraulice utile, la calculul pierderilor electrice și a celor hidraulice.

La calculul randamentelor, pierderile se introduc raportate la una din puterile hidraulice. De exemplu, pentru randamentul electric, pierderile se raportează la puterea hidraulică utilă

$$\eta = 1 - \frac{P_{Cu1}}{P_H} - \frac{P_{Cu2}}{P_H} - \frac{P_k}{P_H} - \frac{P_{Fe}}{P_H} = 1 - p_{Cu1} - p_{Cu2} - p_k - p_{Fe}$$

În ultima expresie s-au utilizat notațiile :

- P_{Cu1} - pierderile din înfășurări, raportate la P_H ;
- P_{Cu2} - pierderile din metalul lichid, raportate la P_H ;
- P_k - pierderile din pereții canalului, raportate la P_H ;
- P_{Fe} - pierderile din oțelul inducțiilor, raportate la P_H .

Randamentul total se calculează cu o relație asemănătoare, în care, raportarea se face la puterea hidraulică totală.

Calculul pierderilor raportate și a celor două randamente, se face cu relațiile prezentate în schema logică din fig. 2. Pentru fiecare variantă, astfel pentru fiecare set de valori ale mărimilor 2σ , τ , Δ , $2p$ și σ , se calculează randamentele η_e și η_t . Dependențele $\eta_e(\sigma)$ și $\eta_t(\sigma)$ sînt trasate la ploter.

În figurile 3 și 4 sînt prezentate curbele $\eta_t(\sigma)$ obținute pentru mai multe variante. Principalele date geometrice ale fiecărei variante sînt trecute în tabelele care însoțesc curbele.

Trasarea curbelor este utilă numai în cazul elaborării unor studii. La proiectare interesează numai o singură valoare a randamentului din cadrul aceluiași set și anume η_{tmax} . Pentru selecția acestei valori se utilizează subrutina "ALGOE MAX" care produce scrierea la imprimantă numai a variantelor cu randament maxim. Aceste variante sînt reținute și calculate mai exact cu ajutorul programului de proiectare prezentat în lucrarea [5].

Programul de calcul pentru optimizarea generatoarelor MHD cu metal lichid, prezentat în această lucrare are o serie de avantaje și anume :

- reduce foarte mult durata calculelor ;
- permite testarea unei game mari de variante constructive din care se alege cu o precizie bună variantele optime atât din curbele obținute la ploter cît și din datele scrise la imprimantă ;
- se poate utiliza pentru o gamă largă de puteri hidraulice.

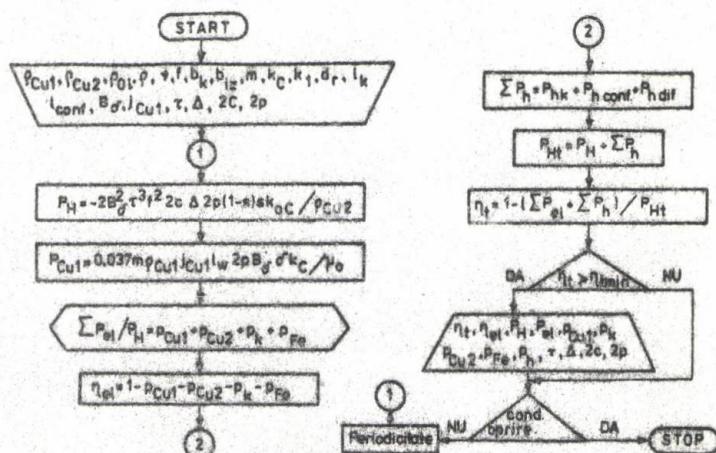


Fig. 2. Schema logică simplificată a programului de calcul.

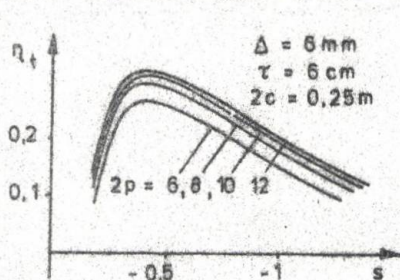


Fig. 3

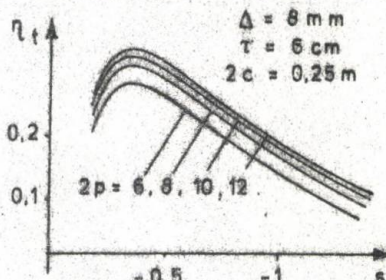


Fig. 4

Relațiile de calcul sub forma raportată și schema logică a programului sînt contribuții originale ale lucrării.

BIBLIOGRAFIE

- [1] RADULET, R. și colectiv. Perspectiva de dezvoltare a energiei, Editura tehnică, București, 1974.
- [2] ULBER, M., SCHULZ, T. Experimental results with an inductive liquid metal converter. Lucrările simpozionului MHD, Viena, 1971.
- [3] CERINI, D.J. Nak-Nitrogen Liquid Metal Converter Test at 30 kW, 13th National Sympos. Eng. MHD, Stanford, 1973.
- [4] OHRMENKO, N.M. Osnovi teorii i projektirovaniya lineinikh indukcionnykh naseosov dlia jidkih metallov, Atomizdat, Moskva, 1968.
- [5] GOȘOIU, A. Contribuții la proiectarea generatoarelor MHD de curent alternativ cu metal lichid. Noutăți în mecanica aplicată și în construcția de mașini, vol. XVIII-A, Universitatea din Brașov, 1976.

GOGIOIU, A., ŪRMÖSI, K.

PROGRAM DE CALCUL PENTRU OPTIMIZAREA UNUI GENERATOR
MHD CU METAL LICHID

Rezumat

In lucrare se prezintă un program de calcul pentru optimizarea unui generator MHD cu metal lichid. Programul poate fi utilizat la stabilirea principalelor dimensiuni ale generatorului, care conduc la obținerea randamentului maxim.

PROGRAMME DE CALCUL POUR L'OPTIMISATION D'UN
GÉNÉRATEUR MHD À MÉTAL LIQUIDE

Résumé

Dans ce travail on établit un programme de calcul pour l'optimisation d'un générateur MHD à métal liquide. Le programme conçu peut être utilisé pour le calcul des principales dimensions du générateur MHD, qui conduisent à l'obtention d'un rendement maximum.

CONTRIBUTII LA PROIECTAREA POMPELOR MHD DE INDUCȚIE

Dr.ing. Marian Țața, șef de lucrări la Universitatea din
Brașov

În literatură, [1], sînt cunoscute atît metode practice de proiectare a pompelor MHD de inducție, cît și metode mai precise de proiectare [2], care iau în considerare unele fenomene specifice acestor mașini. În cele ce urmează, pornind de la schema echivalentă completă a mașinii MHD de inducție, se stabilesc unele relații care sînt utile în proiectarea pompelor MHD de inducție după metoda indicată în [2].

1. Schema echivalentă completă a pompei MHD plane de inducție

În cazul cel mai general, în întregul al unei pompe MHD de inducție există trei medii : fluidul electroconductor (de grosime Δ), canalul cu pereți electroconductori (de grosime $2a_0$) și spațiul ocupat de aer sau de termoeizolație de grosime $2\delta_0$, fig. 1.

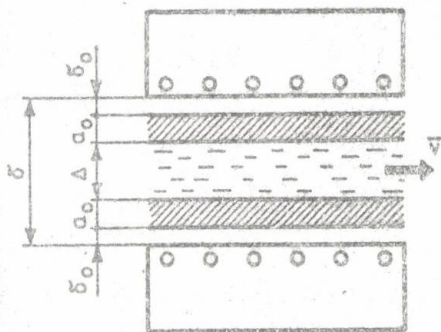


Fig. 1.

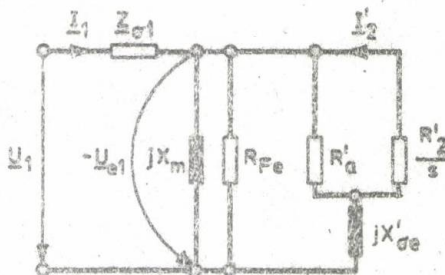


Fig. 2

Acestei situații îi corespunde schema echivalentă completă prezentată în fig. 2. În această schemă $Z_{\sigma 1}$ este impedanța complexă de scăpări pe fază a statorului, X_m reactanța circuitului magnetizant, R_a și R_2 rezistențele raportate ale pereților canalului

electroconductor și a indusului lichid, iar $X'_{\sigma e}$ reactanța de scârpări echivalentă secundară raportată [2], [3].

Expresia lui X_m fiind cunoscută [4], pentru parametrii raportați ai circuitului secundar se obțin relațiile următoare :

$$\frac{1}{R_e} = \frac{k_e}{X_m k_r} = \frac{s}{R'_2} + \frac{1}{R'_a} ; \quad (1)$$

$$X'_{\sigma e} = \epsilon_e R'_e , \quad (2)$$

în care :

$$k_e = s k_2 + k_a ; \quad (3)$$

$$k_2 = \frac{\omega_1 \mu_0 \Delta}{\alpha^2 \sigma'' \rho_2} , \quad k_a = \frac{\omega_1 \mu_0 2a_0}{\alpha^2 \sigma'' \rho_a} , \quad (4)$$

iar $\alpha = \frac{\pi}{\tau}$, ρ_2 și ρ_a fiind rezistivitățile indusului lichid și a pereților canalului electroconductor. Expresia coeficientului de creștere a rezistenței indusului datorită efectului de capăt transversal k_r se determină din [2], iar coeficientul adimensional ϵ_e se calculează cu expresiile prezentate în [2] și [3] înlocuind coeficientul k prin k_e definit de relația (3).

Schema echivalentă completă prezentată în fig. 2 poate fi simplificată fie pentru cazurile practice ale pompelor cu canal electroizolant ($R_a = \infty$), fie în cazul neglijării reactanței de scârpări secundare ($\epsilon_e = \epsilon = 0$), regăsindu-se schemele echivalente cunoscute [2].

2. Determinarea unor relații folosite în proiectare

Utilizând schema echivalentă completă a pompei MHD plane de inducție, fig. 2, se deduc relații de dimensionare care includ și fluxurile de scârpări secundare prin considerarea lui $X'_{\sigma e}$. Intrebuintarea acestor relații în proiectarea pe calculator a pompelor MHD de inducție, duce la micșorarea numărului de iterații necesare pentru calculul unei variante [2]. Dacă se ia în considerare numai unda fundamentală directă a inducției magnetice din întrefier și se neglijează efectele de capăt longitudinale și fluxurile magnetice longitudinale din întrefier, se pot obține relații de calcul care să nu depindă de parametrii înfășurării statoreice.

Amplitudinea inducției magnetice din întrefier se calculează cu relația :

$$B_{\delta m} = A_{m1} \frac{\mu_0}{\pi} \frac{\tau}{\delta'} \frac{x_e}{\sqrt{x_{Re}^2 + x_{ce}^2}}, \quad (5)$$

unde :

$$x_e = 1 + \varepsilon_e^2; x_{Re} = G_{Fe} x_e + G_a + s G_2; x_{ce} = x_e + \varepsilon_e (G_a + s G_2). \quad (6)$$

iar, [2] :

$$G_{Fe} = \frac{x_m}{R_{Fe}}; \quad G_a = \frac{x_m}{R_a}; \quad G_2 = \frac{x_m}{R_2}. \quad (7)$$

Coeficientul tensiunii electromotoare calculat din schema echivalentă :

$$k_E = \frac{U_{e1}}{U_1} = \frac{\left| \frac{1}{\frac{1}{jX_m} + \frac{1}{R_{Fe}} + \frac{1}{R_e(1+j\varepsilon_e)}} \right|}{\left| Z_{\sigma 1} + \frac{1}{\frac{1}{jX_m} + \frac{1}{R_{Fe}} + \frac{1}{R_e(1+j\varepsilon_e)}} \right|}}, \quad (8)$$

devine, după înlocuirea notațiilor (6) și (7) :

$$k_E = \frac{1}{\sqrt{x_{Re}^2 + x_{ce}^2}} \frac{x_e}{\sqrt{\left(K_R + \frac{x_e x_{Re}}{x_{Re}^2 + x_{ce}^2} \right)^2 + \left(K_{\sigma} + \frac{x_e x_{ce}}{x_{Re}^2 + x_{ce}^2} \right)^2}}, \quad (9)$$

în care, [5] :

$$K_R = \frac{R_1}{x_m}; \quad K_{\sigma} = \frac{x_{\sigma 1}}{x_m}. \quad (10)$$

Pentru cel mai folosit tip de creștătură statorică, creștătura semifinchisă, se poate stabili o relație între dimensiunile creștăturii utilizând notațiile din fig. 3, precum și :

$$h_c = \varepsilon_c b_c, \quad b_c = k_c t_1. \quad (11)$$

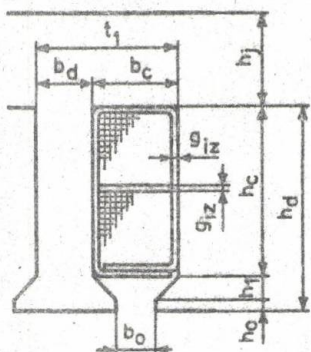


Fig. 3

Dacă se cunosc - presiunea dezvoltată în indusul lichid, P și densitatea de curent din înfășurarea statorului, J_1 - expresia coeficientului adimensional ε_c rezultă :

$$\varepsilon_c = \frac{1}{k_c - \frac{2g_{iz}}{t_1}} \left[\frac{k_e}{ck_{w1}k_{ct1}\tau} \sqrt{\frac{P\Delta\sigma''(X_{Re}^2 + X_{\sigma e}^2)}{ps G_2 X_e}} + \frac{4g_{iz}}{t_1} \right], \quad (12)$$

in care :

$$k_A = \frac{\pi\sqrt{2}}{4} f_u \left(\frac{d}{d_{iz}} \right)^2 ; \quad k_e = \frac{1}{k_A} \sqrt{\frac{\pi}{\mu_0}}, \quad (13)$$

iar :

f_u - factorul de umplere a creștăturii, d și d_{iz} fiind diametrul conductorului neizolat, respectiv izolat.

In cazul pompei MHD de inducție cu canal electroizolant - $G_a = 0$, relațiile (6) devin :

$$X = 1 + \varepsilon^2 ; \quad X_R = G_{Fe} X + sG_2 ; \quad X_\sigma = X + \varepsilon sG_2, \quad (14)$$

iar B_{jm} , k_E și ε_c vor avea expresiile deduse pentru acest caz in [2].

3. Verificarea densității de curent din indus

Dacă in condiții normale de funcționare, fluidul de lucru circulind cu viteza impusă, determină in regim termic stabilizat in canal, există cazuri de funcționare cind in urma strângulării pronunțate a vinei de fluid sau chiar a unui scurtcircuit, energia pierdută in indus (fluid și canal electroconductor) nu mai este eliminată și se acumulează in intrefier, ridicind peste limitele admisibile temperatura infășurărilor.

Pentru evitarea acestor situații este necesară cunoașterea valorilor exacte ale densităților de curent din indus, in orice regim de funcționare.

Utilizind schema echivalentă completă prezentată in fig. 2 se poate calcula amplitudinea păturii de curent a curenților din indusul fluid :

$$J_2 \sqrt{2} \Delta = A_{m2} = A_{m1} \frac{sG_2}{G_a + sG_2} \left| \frac{\frac{1}{\frac{1}{jX_m} + \frac{1}{R_{Fe}}}}{\frac{1}{\frac{1}{jX_m} + \frac{1}{R_{Fe}}} + Re'(1 + j\varepsilon_e)} \right| \quad (15)$$

Cu notațiile folosite mai înainte se obține valoarea efectivă a densității medii a curentului din fluidul de lucru :

$$J_2 = \frac{A_{m1}}{\sqrt{2} \Delta} \frac{s G_2}{\sqrt{x_e (1 + G_{Fe}^2) + (G_a + s G_2) [2 (G_{Fe} + \varepsilon_e) + (G_a + s G_2)]}} \quad (16)$$

În mod analog se găsește pentru valoarea efectivă a densității curentului indus în pereții canalului electroconductor :

$$J_a = \frac{A_{m1}}{2\sqrt{2} a_0} \frac{G_a}{\sqrt{x_e (1 + G_{Fe}^2) + (G_a + s G_2) [2 (G_{Fe} + \varepsilon_e) + (G_a + s G_2)]}} \quad (17)$$

Relațiile (16) și (17) permit analizarea oricărui regim de funcționare : cazul întreruperii circuitului hidraulic (canal electroconductor fără fluid, $G_2 = 0$), cazul canalului izolat ($G_a = 0$), cazul funcționării în scurtcircuit ($s = 1$), etc. Pentru aceste situații se regăsesc expresiile determinate în [2].

BIBLIOGRAFIE

- [1] VERTE, L.A. Electromagnetnii transport židkogo metalla, Izd. "Metallurgia", Moskva, 1965.
- [2] ȚAȚA, M. Studiul mașinilor MHD în regim de generator și de pompă, Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1976.
- [3] PEȘTEANU, O. Schema echivalentă a pompei MHD plane cu canal conductor, Noutăți în mecanică aplicată și în construcția de mașini, Universitatea din Brașov, vol. XVIII A, 1976, p.163-167.
- [4] NICOLAIDE, A. Mașini electrice. Teorie. Proiectare. Vol.I, Craiova, Ed. Serisul Românesc, 1975.
- [5] PEȘTEANU, O. Calculul motoarelor asincrone liniare, EEA - Electrotehnica, nr.8, 1975, p.309-316.

ȚAȚA, M.

CONTRIBUTII LA PROIECTAREA POMPELOR MHD DE INDUCTIE

Rezumat

În lucrare, pornind de la schema echivalentă completă a pompei MHD plane de inducție, se stabilesc unele relații utilizate la proiectarea exactă a mașinilor MHD. Aceste relații care nu depind de parametrii înfășurării statorice, iau în considerare și reactanța de dispersie echivalentă raportată a indusului.

CONTRIBUTIONS TO THE MHD INDUCTION PUMP DESIGN

Abstract

Establishes some relations used for the accurate design of MHD machines, with the complete equivalent scheme of a plane MHD induction pump as the starting point. These relations which do not depend on stator winding parameters also take into account the equivalent dispersion reactance in relation to second armature.

DEBITMETRU ELECTROMAGNETIC FĂRĂ CONTACTE CU CÎMP PULSATOR

Ing. Dan Bidian, șef de lucrări la Universitatea din
Bragov

Debitmetrul electromagnetic fără contacte cu cîmp pulsator se bazează pe efectul de antrenare a liniilor de cîmp magnetic de către mediul electroconductor. Liniile de cîmp magnetic ar fi fost perpendiculare pe mediul electroconductor dacă acesta ar fi fost imobil [1]. Debitmetrul este constituit din două juguri polare, unul inductor și celălalt receptor așezate de o parte și de alta a unui canal prin care curge fluidul electroconductor. Canalul are o secțiune dreptunghiulară. Înfigurarea inductoare este monofazăată și realizează o succesiune de poli nord și sud. Armătura receptoare are o construcție analogă cu cea inductoare și are polii așezați în dreptul golurilor polilor, armăturii inductoare astfel încît tensiunea indusă în înfigurarea receptoare să fie nulă dacă nu există o mișcare a lichidului electroconductor.

1. Pătrunderea cîmpului pulsator în mediul electroconductor

Pentru studiul cîmpului magnetic din mediul electroconductor se fac următoarele ipoteze simplificatoare :

- viteza fluidului v este constantă ;
- se consideră inductoarele plane infinite cu $\mu = \infty$, $\sigma = 0$;
- se consideră întrefierul constant și egal cu δ , $\delta = \delta_r \cdot K_C$,

unde :

K_C - coeficientul lui Carter ;

δ_r - întrefierul real minim.

- pe suprafețele inductoarelor se consideră așezate conductoare infinit lungi. Inductorul inferior este considerat inductor iar conductoarele sale sînt străbătute de curenți, de senzori contrare corespunzător fîșcărui pol magnetic. Spațiul din întrefier se împarte în trei regiuni, conform cu figura 1.

În figura 1 s-a reprezentat și repartitia curenților pe su-

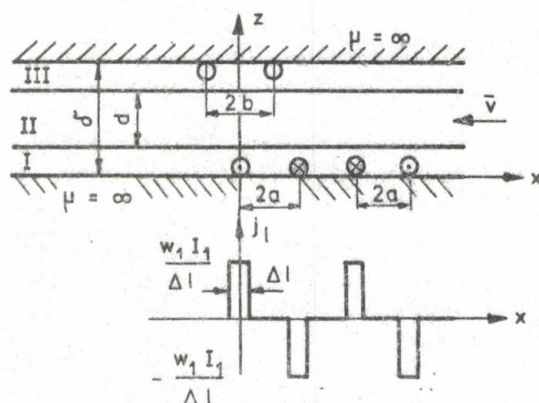


Fig. 1.

prafaja inductorului. Definim densitatea liniară de curent :

$$J_l = \lim_{\Delta l \rightarrow 0} \frac{\Delta i}{\Delta l} . \quad (1)$$

Făcînd o dezvoltare în serie Fourier complexă a densității liniare de curent [2], se obține :

$$\underline{J}_l(x) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \underline{C}_n e^{jn\omega x} , \quad (2)$$

unde :

$$\underline{C}_n = \frac{1}{T} \int_0^T \underline{J}_l(x) e^{-jn\omega x} . \quad (3)$$

Făcînd o serie de calcule se obține [4]:

$$\underline{J}_l = \frac{2w_1 I_1}{\tau} \sum_{\alpha_n=-\infty}^{\infty} (-1)^n \sin \alpha_n a . e^{j(\omega t + \alpha_n x)} , \quad (4)$$

unde :

$$\alpha_n = (2n+1) \frac{\pi}{\tau} . \quad (5)$$

Pentru determinarea cîmpului magnetic se va folosi potențialul vector $\bar{A}$. Inducția magnetică va fi :

$$\bar{B} = \text{rot } \bar{A} .$$

Datorită ipotezelor simplificatoare inducția magnetică nu poate avea componentă după axa y , iar potențialul vector are componentă numai după axa y . Componentele lui B și A sînt dependente de x , z și timp,

$$\bar{A} = \bar{j} A(x, z, t) . \quad (7)$$

Din legea circuitului magnetic rezultă :

- pentru domeniul I și III :

$$\nabla^2 \bar{A} = 0 ; \quad (8)$$

- pentru domeniul II :

$$\nabla^2 \bar{A} = -\mu_0 \sigma (E + \bar{v} \times \bar{B}) = \mu_0 \sigma \left(\frac{\partial \bar{A}}{\partial t} + v \frac{\partial \bar{A}}{\partial x} \right) . \quad (9)$$

Din rezolvarea ecuațiilor (8) și (9) și punind condițiile de frontieră :

- conservarea componentei normale a inducției în dreptul suprafețelor de separație dintre zonele 1-2 și 2-3 ;

- conservarea componentei tangențiale a intensității cîmpului magnetic în dreptul suprafețelor de separație dintre zonele 1-2 și 2-3 ;

- în planul $z = 0$, deoarece înfășurarea receptoare funcționează în gol, inducția magnetică are numai componentă normală la suprafața feromagnetică ;

- continuitatea potențialului vector A la suprafețele de separație a celor trei zone ;

- existența densității liniare de curent în planul $z = 0$, impune conform legii circuitului magnetic [3] :

$$\text{rot}_S \bar{H}_1 = \bar{j}_0 ; \quad (10)$$

$$- \frac{\partial A_1}{\partial z} = \mu_0 j_e(x, t) ,$$

se obține valoarea potențialului vector în zona III [4] :

$$\bar{A}_3 = - \frac{4w_1 I_1 \mu_0}{\tau} \sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \frac{\bar{y}_n \sin \alpha_n a \cdot \text{ch} \alpha_n (z - \delta) e^{j(\omega t + \alpha_n x)}}{2 \alpha_n \bar{y}_n \text{sh} \alpha_n (\delta - d) \text{ch} \bar{y}_n d + (\alpha_n^2 + \bar{y}_n^2) \text{sh} \bar{y}_n d \text{ch} \alpha_n (\delta - d) + (\bar{y}_n^2 - \alpha_n^2) \text{sh} \bar{y}_n d} , \quad (11)$$

unde $\underline{\gamma}_n$ are expresia :

$$\underline{\gamma}_n = \sqrt{\alpha_n^2 + j\mu_0\sigma(\omega + \alpha_n v)} . \quad (12)$$

2. Calculul tensiunii electromotoare induse într-o spirală a armăturii receptoare

Se calculează mai întâi intensitatea cîmpului electric în domeniul III. Din legea inducției electromagnetice :

$$\text{rot } \vec{E} = - \frac{\partial \vec{B}}{\partial t} . \quad (13)$$

Lucrînd în complex simplificat rezultă :

$$\underline{E}_3 = -j\omega \underline{A}_3 . \quad (14)$$

Tensiunea electromotoare indusă într-o spirală cu lungimea l și lățimea $2b$ este :

$$\underline{U}_e = \int_{-b}^b \underline{E}_{3y} \Big|_{x=-b}^{x=b} dy + \int_0^l \underline{E}_{3y} \Big|_{z=d}^{z=d} dy = l \left[\underline{E}_{3y}(b, d) - \underline{E}_{3y}(-b, d) \right] . \quad (15)$$

Făcînd următoarele notații :

$$\underline{P}_n(\underline{\gamma}_i) = \frac{\underline{\gamma}_i}{2\alpha_n \underline{\gamma}_i \text{sh} \alpha_n(d-d) \text{ch} \underline{\gamma}_i d + (\alpha_n^2 + \underline{\gamma}_i^2) \text{sh} \underline{\gamma}_i d \cdot \text{ch} \alpha_n(d-d) + (\underline{\gamma}_i^2 - \alpha_n^2) \text{ch} \underline{\gamma}_i d} ; \quad (16)$$

$$\underline{\gamma}_1 = \sqrt{\alpha_n^2 + j\mu_0\sigma(\omega + \alpha_n v)} \quad ; \quad \underline{\gamma}_2 = \sqrt{\alpha_n^2 + j\mu_0\sigma(\omega - \alpha_n v)} , \quad (17)$$

se obține :

$$\underline{U}_e = j \frac{4\mu_0 w_1 l \omega}{\tau} \sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \left[\underline{P}_n(\underline{\gamma}_1) - \underline{P}_n(\underline{\gamma}_2) \right] \sin \alpha_n a \sin \alpha_n b e^{j\omega t} . \quad (18)$$

Valoarea efectivă a t.e.m. induse într-o spirală a armăturii receptoare va fi egală cu modulul valorii complexe a t.e.m. date de relația (18).

3. Inercări experimentale

Pentru verificarea experimentală a expresiei deduse, s-a folosit un debitmetru electromagnetic cu cîmp pulsator avînd armă-

tura inductoare 1 formată din patru poli, înfășurarea avînd $w_1 = 1000$ spire. Tensiunea de alimentare a fost $U_1 = 220$ V. Mediul electroconductor în mișcare a fost constituit dintr-o buclă de alamă 4 avînd grosimea $d = 0,5$ mm și $\rho_{20^\circ\text{C}} = 5,26 \cdot 10^{-8} \Omega\text{m}$ (măsurată cu ajutorul unei punți duble Thomson). Viteza benzii s-a modificat cu ajutorul unui motor de curent continuu, cuplat

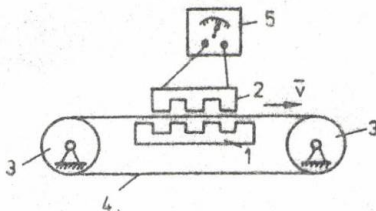


Fig. 2

meccanic la unul din cele două tambure 3 (figura 2).

Tensiunea indusă în înfășurarea receptoare a fost măsurată cu ajutorul unui milivoltmetru electronic. Înfășurarea receptoare are $w_2 = 10.000$ spire, înfășurate pe o armătură 2 cu trei poli. Armătura receptoare are același pas polar și aceeași grosime a polului ca și armătura inductoare ($a = b$).

Relațiile prezentate în lucrare au fost programate pe calculatorul numeric. În figura 3 sînt redată prin puncte rezultatele experimentale și prin linie continuă cele teoretice.

4. Concluzii

Din diagramă rezultă că semnalul de ieșire al debitmetrului este proporțional cu viteza mediului electroconductor. De asemenea se poate observa diferențele foarte mici ce există între valorile determinate experimental și cele calculate teoretic.

BIBLIOGRAFIE

- [1] NICOLAIDE, A. Producerea energiei electrice pe cale magnetohidrodinamică. București, Ed. Tehnică, 1968.
- [2] TIMOTIN, A. ș.a. Lecții de bazele electrotehnicii. Vol. II. București, Ed. D.P., 1968.
- [3] SABAC, I. Matematici speciale, vol. I, București, Ed. D.P., 1964.
- [4] x x x Electromagnitnie metodi izmerenija parametrov M.G.D. projesov. Akad. Nauk SSSR, Riga, 1968.

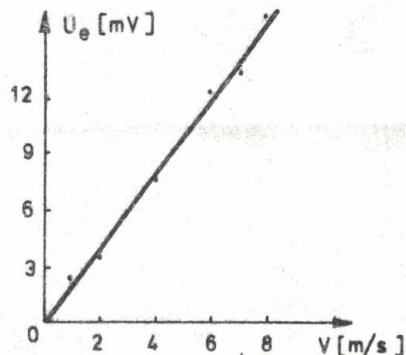


Fig. 3

BIDIAN, D.

DEBITMETRU ELECTROMAGNETIC FARA CONTACTE CU
CIMP PULSATOR

Rezumat

In această lucrare se prezintă sumar principiul de funcționare a unui debitmetru fără contacte cu cimp pulsator. Se dau apoi rezultatele experimentale obținute pe un model. Se constată existența unei proporționalități între viteza mediului electroconductor și deci a debitului și tensiunile electromotoare induse în înfășurările receptoare.

DÉBITMÈTRE ÉLECTROMAGNÉTIQUE SANS CONTACTS
À CHAMP PULSATOIRE

Résumé

Dans cette étude on indique sommairement le principe de fonctionnement d'un débitmètre sans contacts à champ pulsatoire. Par la suite on donne les résultats expérimentaux obtenus sur un modèle. On constate l'existence d'une proportionnalité entre la vitesse du milieu électro-conducteur et donc le débit et les tensions électromotrices induites dans les enroulements récepteurs.

DETERMINAREA SCHEMEI ECHIVALENTE A TRANSFORMA-
TORULUI DE MEDIE FRECVENTA CU INFASURARI CON-
CENTRICE

Ing. Székely Iuliu, șef lucr. la Universitatea Brașov
Ing. Dávid Béla, inginer la I. A. Brașov

Spre deosebire de transformatoarele de rețea, la frecvența medie de lucru devin pronunțate fenomenele pelicular și de proximitate, care determină repartitia curentului electric și a cîmpului magnetic din înfășurări.

Teoria generală a transformatorului monofazat [1] este valabilă și la frecvențele medii, tensiunea de alimentare fiind sinusoidală. Astfel, dacă se neglijează curentul de funcționare în gol, inductanțele de scăpări se pot determina din energia cîmpului magnetic de scăpări :

$$L_{\sigma_1} = 2 W_{m1} / i_1^2 ; L'_{\sigma_2} = 2 W_{m2} / i_1^2 \quad (1)$$

Înălțimea reală a înfășurărilor h_b se înlocuiește cu lungimea ideală $l_s = h_b / k_R$, cu k_R - coeficientul lui Rogowski, liniile cîmpului magnetic de scăpări fiind considerate paralele cu generatoarea cilindrului format de coloana magnetică a transformatorului.

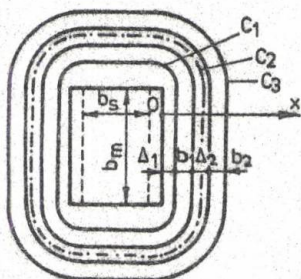


Fig. 1

Pornind de la expresia generală a energiei cîmpului magnetic :

$$W_m = \frac{1}{2} \int_V \vec{B} \vec{H} dV, \quad (2)$$

și considerînd că cîmpul magnetic de scăpări al primarului este cuprins între cilindrii avînd ca baze curbele C_1 și C_2 (fig.1) iar cîmpul secundarului între C_2 și C_3 și luînd originea sistemului de axe ca în figura 1, pentru inductanțele de scăpări se obțin expresiile :

$$L_{\sigma_i} = \frac{2\mu_0}{I_1^2} \int_{x_1}^{x_2} H_i^2(x) l_s [b_s + b_m + \bar{x}(x - \Delta_1)] dx, \quad (3)$$

avînd pentru $i=1$; $x_1 = \Delta_1$, $x_2 = \Delta_1 + b_1 + \Delta_2/2$, iar pentru L'_{σ_2} $i=2$, $x_1 = \Delta_1 + b_1 + \Delta_2/2$; $x_2 = \Delta_1 + b_1 + \Delta_2 + b_2$. Variația intensității

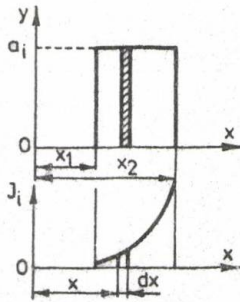


Fig. 2

cîmpului magnetic $H_1(x)$ se va determina mai jos.

Pentru determinarea rezistenței electrice a înfășurărilor se presupun conductoare masive (fig.2) ; de prezența canalului de răcire se ține cont printr-un coeficient de corecție.

Curentul electric din fișia de conductor dx a înfășurării i ($i=1,2$) :

$$dI_i(x) = J_i(x) a_i dx \quad (4)$$

Rezistența spirei elementare este :

$$R_i(x) = \frac{1}{\sigma_i} \cdot \frac{l(x)}{a_i dx} \quad (5)$$

fiind conductivitatea electrică a conductorului. Puterea activă disipată în spira elementară are expresia :

$$dP_{ei}(x) = R_i(x) (dI_i(x))^2 \quad (6)$$

Considerînd înfășurarea ca legarea în paralel a spirelor elementare și înscrierea a w_i spire, puterea disipată pe înfășurare are expresia :

$$P_{ei} = \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{\sigma_i} 2w_i [b_s + b_m + \pi(x - \Delta_1)] \sigma_i J_i^2(x) dx \quad (7)$$

în care pentru primar $i=1$, $x_1 = \Delta_1$, $x_2 = \Delta_1 + b_1$, iar pentru secundar $i=2$, $w_2=1$, $x_1 = \Delta_1 + b_1 + \Delta_2$, $x_2 = \Delta_1 + b_1 + \Delta_2 + b_2$.

Rezistența electrică a înfășurărilor se determină cu relațiile :

$$R_1 = P_{e1} / I_1^2 \quad \text{și} \quad R_2 = P_{e2} / I_2^2 \quad (8)$$

Variația lui $J(x)$ și $H(x)$ se determină din ecuațiile diferențiale ale cîmpului electromagnetic [2] , care pătrund în semispaziul conductor plan infinit, ipoteză care este acceptabilă avînd în vedere că razele de curbura ale înfășurării sînt mult mai mari decît adîncimea de pătrundere a cîmpului electromagnetic :

$$\Delta \vec{H} - j\omega \sigma \mu \vec{H} \quad ; \quad \Delta \vec{E} - j\omega \sigma \mu \vec{E} \quad (9)$$

Alegînd sistemul de coordonate ca în figura 3, cîmpul magnetic are numai componentă după axa Oz , iar densitatea curentului electric componentă după axa Oy . Constantele de integrare se determină prin aplicarea legii circuitului magnetic pe curbele închise Γ_1 , Γ_2 și Γ_3 . Notînd cu $\gamma^2 = j\omega \sigma \mu$ factorul de propagare, rezultă următoarele repartiții :

pentru $x \in [\Delta_1, \Delta_1 + b_1]$:

$$\left. \begin{aligned} H_{z1} &= \frac{w_1 I_1}{l_s} [sh \gamma'(x - \Delta_1) / sh \gamma' b_1] ; \\ J_{y1} &= \frac{w_1 I_1}{l_s} \gamma' [ch \gamma'(x - \Delta_1) / sh \gamma' b_1] ; \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

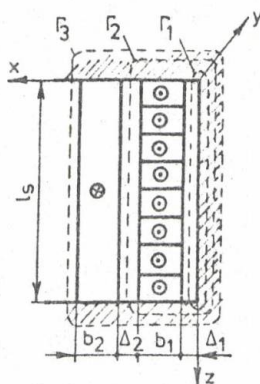


Fig. 3

în subrutina TEGR. În subrutina REACT se calculează integralele din expresiile (3) și (7), utilizînd metoda dreptunghiurilor îmbunătățită. La fiecare pas al integrării se apelează la subrutina REPHI, în care se determină repartitia intensității cîmpului magnetic și a densității curentului electric, cu relațiile (10) și (11). Calculele s-au efectuat pentru transformatorul TMC-8000/III de fabricație indigenă, rezultatele fiind date în tabelul de mai jos, pentru frecvența de 8000 Hz.

Tabelul 1

W_1	R_1 [Ω]	$X_{\sigma 1}$ [Ω]	R'_2 [Ω]	$X'_{\sigma 2}$ [Ω]
17	0,01896	0,13783	0,01861	0,11626
15	0,01481	0,10736	0,01449	0,09052
12	0,00938	0,06861	0,00927	0,0579
10	0,00658	0,0477	0,00644	0,04023

Bibliografie

- [1] NICOLAIDE, A. Mașini electrice. Vol. I. Srisul Românesc Craiova, 1975.
- [2] SZABO, W. Bazele electrotehnicii. Vol. III. Universitatea din Brașov, 1977.
- [3] TIR, L. L. Transformatori dlia ustanovok indukcionnogo nagreva povışennoi ceastoti. Gosenergizdat, Moscova, 1961.

pentru $x \in [\Delta_1 + b_1 + \Delta_2, \Delta_1 + b_1 + \Delta_2 + b_2]$:

$$H_{z2} = \frac{W_1 I_1}{l_s} [sh \gamma'' (\Delta_1 + b_1 + \Delta_2 + b_2 - x) / sh \gamma'' b_2] \quad (11)$$

$$J_{y1} = \frac{W_1 I_1}{l_s} \gamma'' [ch \gamma'' (\Delta_1 + b_1 + \Delta_2 + b_2 - x) / sh \gamma'' b_2].$$

Factorii γ' și γ'' corespund conductivităților electrice corectate, datorate creșterii înălțimii înfășurărilor:

$$\gamma' = \frac{W_1 \sigma_1}{l_s} \sigma \quad \text{și} \quad \gamma'' = \frac{\sigma_2}{l_s} \sigma. \quad (12)$$

Calculul schemei echivalente a transformatorului s-a efectuat pe calculatorul numeric. Coeficientul de corecție care ține seama de prezența canalului de răcire în primar se calculează

SZÉKELY, I., DÁVID, B.

DETERMINAREA SCHEMEI ECHIVALENTE A TRANSFORMA-
TORULUI DE MEDIE FRECVENTA CU INFASURARI CON-
CENTRICE

Rezumat

In lucrare se prezintă calculul inductanțelor de scăpări și ale rezistențelor înfășurărilor unui transformator de medie frecvență cu înfășurări concentrice. Relațiile s-au dedus pe baza teoriei generale a pătrunderii cîmpului electromagnetic în semispațiul plan infinit și a teoriei generale a transformatorului monofazat. Calculele s-au efectuat pe calculator numeric.

BESTIMMUNG DER ERSATZSCHALTUNG DES
MITTELFREQUENZTRANSFORMATORS MIT KONZENTRISCHEN WICKLUNGEN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird die Berechnung der Streuungsinduktivitäten und der elektrischen Widerstandswerte der Wicklungen eines Mittelfrequenztransformators mit konzentrischen Wicklungen durchgeführt. Die Gleichungen wurden auf Grund der allgemeinen Theorie der Eindringung des elektromagnetischen Feldes in elektrische Leiter und der allgemeinen Theorie des Einphasentransformators abgeleitet. Die Berechnungen wurden mit Hilfe eines Digitalrechners durchgeführt.

PROIECTAREA SERVOMOTOARELOR DE C.C. CU INERTIE REDUSA

Dr.ing. Dan Stoia, șef de lucrări la Universitatea din
Bragov

Ing. Alexandru Greavu, asistent la Universitatea din
Bragov

Ing. Vasile Comnac, asistent la Universitatea din Bragov

1. Introducere

Structura sistemelor de urmărire este determinată de necesitatea ca servomotorul și sarcina să se rotească cu un unghi dat, într-un anumit interval de timp, pe un profil de viteză. În practică se folosește, cel mai des, profilul de viteză trapezoidal reprezentat în figura 1.

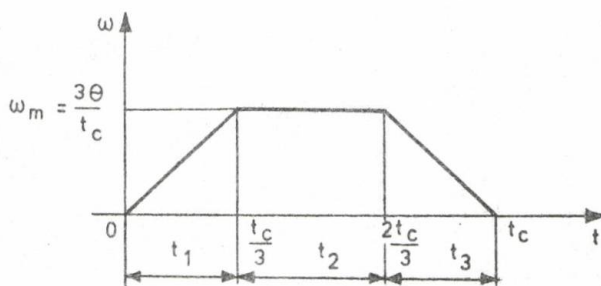


Fig. 1

Fiind dată o sarcină care are momentul de inerție J_s și un cuplu rezistent M_r , se cere să se rotească sarcina cu unghiul θ în intervalul de timp t_c și să se oprească. Ciclul se repetă cu frecvența f . În intervalul de timp t_1 motorul este accelerat pînă la viteza ω_m și rămîne la această viteză în intervalul de timp t_2 , iar în intervalul de timp t_3 motorul este decelerat pînă la viteza zero. În aceste condiții, factorul care limitează performanțele sistemului de urmărire este energia disipată în armătura motorului.

Lucrarea prezintă o metodă de proiectare a servomotoarelor de c.c. cu inerție redusă, care deservesc sistemele automate de

urmărire, folosindu-se principiul minimizării energiei disipate pe pas. Aceste tipuri de servomotoare au excitația din magneți permanenți, iar rotorul este sub formă de pahar construit din fibre de sticlă și rășini polimerice, în care este introdus bobinajul rotoric.

2. Energia disipată pe pas

Ecuatia de bază a mișcării este :

$$J \frac{d\omega}{dt} + M_s = K_M I_a , \quad (1)$$

unde : $J = J_m + J_s$ este momentul de inerție total motor sarcină

$$\text{și} \quad \int_0^{t_c} \omega(t) dt = \Theta . \quad (2)$$

Energia rezultantă disipată în armătura motorului pe pas, W_d , este dată de relația :

$$W_d = \int_0^{t_c} I_a^2(t) dt, \quad (3)$$

iar în funcție de parametrii acționării [1] :

$$W_d = \frac{R}{K_M^2} \left[13,5 \frac{J^2 \Theta^2}{t_c^3} + M_s^2 t_c \right] . \quad (4)$$

Din relația (4) se observă că energia disipată pe pas este cu atât mai mică cu cât constanta servomotorului este mai mare, respectiv rezistența electrică și momentul de inerție al armăturii servomotorului sînt mai mici.

Parametrii M_s , Θ , J_s , t_c fiind independenți de servomotor, performanțele lui pot fi evaluate cu ajutorul expresiei :

$$Q = \frac{R}{K_M^2} \left(J_m \right) \left(1 + \frac{J_s}{J_m} \right)^2 , \quad (5)$$

a cărei valoare trebuie să fie cât mai mică.

3. Proiectarea servomotorului de c.c.

Factorul Q se exprimă în funcție de parametrii electromagnetici și geometrici ai servomotorului cu ajutorul următoarelor relații în care se întrebuițează notațiile din [1] :

$$R = \frac{K_R \varphi l}{2\pi \Delta r r a} ; \quad (6)$$

$$K_M = K_p B_p l r a ; \quad (7)$$

$$J_m = K_j 2\pi l r_a^3 \Delta r \gamma a . \quad (8)$$

Dimensiunile magnetului permanent se exprimă astfel [2] :

$$L_m = K_m \frac{B_m}{\mu_0 H_m} 2 \sigma ; \quad (9)$$

$$S_m = \frac{1}{\sigma} K_m \pi K_p \frac{r a l}{p} ; \quad (10)$$

$$l_m = \frac{1}{\sigma} K_m \pi K_p \frac{r a}{p} . \quad (11)$$

Puterea disipată în armătură pe un pas este :

$$P_d = K_R 2\pi l r a \Delta r_j^2 \varphi_a . \quad (12)$$

Ținând seama de relația (9) din [2] se poate scrie egalitatea :

$$f t_c K_R \Delta r j^2 \varphi_a = \Theta U \alpha_s , \quad (13)$$

unde j este densitatea de curent în armătură.

Cu ajutorul relațiilor (10) și (11), din [2] , rezultă :

$$j = \frac{K_a B_p K_g p}{\mu_0 \pi K_p} . \quad (14)$$

În figura 2 este reprezentată configurația circuitului magnetic a servomotorului.

Din relațiile (9), (13), (14) și figura 2 rezultă :

$$K_1 = \lambda \frac{L_m}{2 r a} = \frac{\lambda \pi K_p}{K_a H_m p} \sqrt{\frac{\Theta_{\max} \alpha K_s \Delta r}{\beta \varphi_a f t_c K_R}} . \quad (15)$$

Din relația (11) și figura 2 rezultă :

$$\frac{l_m}{r_a} = K_0 = \frac{K_m \pi K_p}{\sigma p} . \quad (16)$$

Cu ajutorul relațiilor (13), (14) și (16) se obține :

$$\frac{r_a}{\delta} = \frac{\sigma}{K_1} = \frac{\lambda B_m K_0 p}{\mu_0 H_m \pi K_p} \quad (17)$$

Relația dintre K_1 și $\frac{1}{\sigma}$ este [2]:

$$\frac{1}{\sigma} = 1 + \frac{p^2}{\pi^2} \frac{K_1}{2 K_p (1 - K_p)} \left(\frac{\delta}{r_a} \right) \quad (18)$$

Cu relațiile din acest paragraf se proiectează servomotorul de c.c. parcurgînd următoarele etape:

- Se alege p , r_a , r_a/δ , K_0 și materialul magnetului permanent.
- Din relațiile (17) și (18) se determină K_1 și $1/\sigma$.
- Din relația (16) se determină K_m .
- Impunîndu-se o anumită valoare lui Q se determină l și K_a .

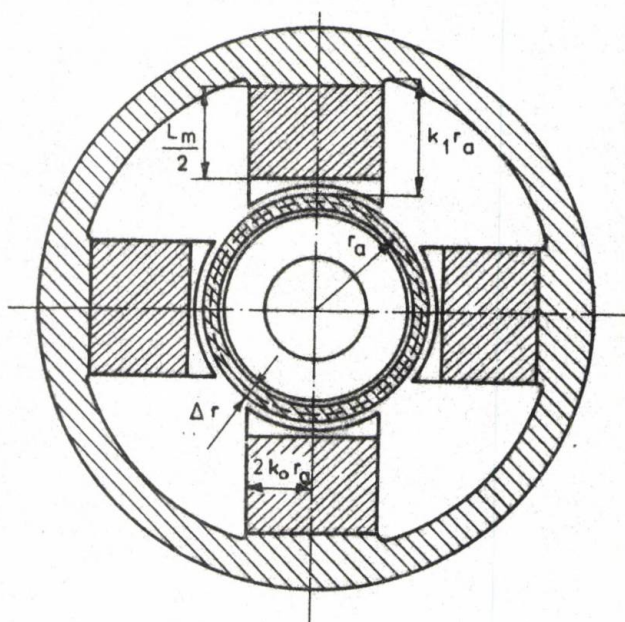


Fig. 2

4. Exemplu de calcul

Au fost proiectate 200 de variante, la care s-a folosit același material pentru magnetul permanent și armătura rotorică, schimbîndu-se geometria armăturii rotorice și a circuitului magnetic. Din calculele efectuate s-a observat că parametrii cei mai importanți din punct de vedere al proiectării servomotorului de c.c., în condițiile arătate, sînt: inducția magnetică sub

pol, lungimea mașinii, porțiunea din cilindru aflată sub pol și raza medie a armăturii rotorice.

În tabelul 1 se dau principalii parametrii a trei servomotoare considerate optime din punct de vedere al principiului de proiectare considerat.

Tabelul 1

Nr. crt.	p	B_p (T)	$\frac{l}{r_a}$	K_p	r_a (m)
1	4	0,5324	4,51	0,64	0,025
2	4	0,5019	5,51	0,64	0,024
3	4	0,5219	4,55	0,64	0,026

5. Concluzii

În această lucrare se prezintă o metodă de proiectare a servomotoarelor de c.c. care deservesc sistemele automate de urmărire.

Metoda ia în considerare principalele fenomene caracteristice servomotoarelor de c.c., obținându-se relații care fac legătura între factorul Q, puterea disipată de armătura rotorică, reacția indusului, geometria magnetului permanent și caracteristicile materialelor folosite în construcția servomotorului.

Minimizarea factorului Q conduce la minimizarea puterii disipate de armătură deci, a suprafeței armăturii, a volumului magnetului permanent deci, a greutății motorului și a prețului de cost.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Electro-Craft Corporation-D.C. Motors, Speed Controls, Servosystems-Pergamon Press, 1977.
- [2] DANTHINE, A.A.S., PIROTE, P.L.R. Design of Shell-Type D-C Motors for Minimum Weight-I.E.E. Transactions on Applications in Industry nr. 69/1963, p.50-57.

STOIA, D., GREAVU, A., COMNAC, V.

PROIECTAREA SERVOMOTOARELOR DE C.C. CU INERTIE REDUSA

Rezumat

Lucrarea tratează o metodă de proiectare a motoarelor de c.c. cu inerție redusă. Parametrul ales pentru proiectare este factorul Q care este proporțional cu puterea disipată în armătura motorului.

THE DESIGN OF MOVING COIL MOTORS

Abstract

The paper deals with the design of moving coil motors. The chosen performance parameter is the factor Q , which appears to be proportional to motor armature power dissipation.

GLEICHSPANNUNGSVOLTmeter MIT NULLPUNKTUNTERDRÜCKUNG UND SKALENSTRECKUNG MIT ZENERDIODEN

Prof. Dr.-Ing. W. Szabo, Universität Braşov
Asist. Dipl.-Ing. Ad. Mailat, Universität Braşov

Bei der Entwicklung von Prüfständen für Drehstromlichtmaschinen und Spannungsregler der Kraftfahrzeuge, stellte sich die Forderung der Herstellung von Gleichspannungsvoltmetern mit Nullpunktunterdrückung deren Skala nur den Schwankungsbereich der Spannungsmesswerte enthalten sollte.

In der Fachliteratur [1] sind Schaltungen und Berechnungsmethoden für Gleichspannungsvoltmeter mit Nullpunktunterdrückung beschrieben. Diese weisen jedoch bestimmte Nachteile auf, hauptsächlich wenn empfindliche Drehspulinstrumente mit Dauermagnet verwendet werden, deren Nennstromwerte im Bereich 10^{-5} bis 10^{-3} A liegen :

- Der Stromwert durch die Zenerdiode wird durch den Innenwiderstand des Instruments bestimmt, die Z-Diode arbeitet deshalb ausserhalb des optimalen Bereiches ; wenn der Nennstrom des Instruments kleiner als 1 mA ist, befindet sich der Arbeitspunkt der Z-Diode auf dem nichtlinearen Abschnitt der Kennlinie in Sperrrichtung (Abschnitt EF, Bild 1) unter dem Wert $I_{z \text{ min}}$, was wenigstens im Anfangsabschnitt, zu einem ungleichförmigen Skalenverlauf führt ;

- In den Bestimmungsgleichungen des Gleichspannungsvoltmeters wurden die Parameter und das Verhalten der Zenerdioden wenig berücksichtigt ;

- Die Möglichkeiten einer Temperaturkompensation der Z-Dioden wurden ausgelassen.

In der vorliegenden Arbeit wird eine veränderte Schaltung für einen Gleichspannungsvoltmeter mit Nullpunktunterdrückung und Skalenstreckung mit Z-Dioden vorgeschlagen.

Die Werte der Widerstände R_1 , R_2 , R_3 können derart bestimmt

werden, dass, für ein gegebenes Instrument, die Z-Diode bei einem Schwankungsbereich der zu messenden Gleichspannung, zwischen $U_{\min}$ und $U_{\max}$, optimale Arbeitsbedingungen findet (der Arbeits-

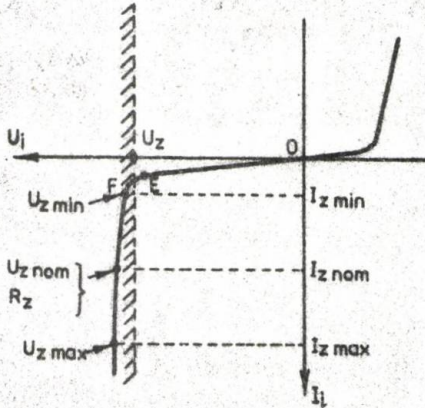


Bild 1

punkt befindet sich innerhalb der Zone, die durch die Stromwerte $I_{z \min}$, $I_{z \max}$ begrenzt wird). Unter diesen Bedingungen bleibt der Abschnitt EF (s. Bild 1) ausserhalb des erzielten Messbereichs und folglich wird der Skalenverlauf des Voltmeters gleichförmig.

Die beschriebene Schaltung eignet sich ausserdem zur Entwicklung von Voltmetern mit Skalenstreckung grosser Genauigkeit durch Anwendung von Referenz dioden (temperaturkompensierte Z-Dioden) oder den ihnen äquivalenten integrierten Schaltungen.

Eine andere einfachere Möglichkeit zur Temperaturkompensation von Schaltungen mit Z-Dioden, besteht in der Verwendung einer in Reihe geschalteten Siliziumdiode in Stromdurchlassrichtung, die bei kleinen Strömen einen negativen Temperaturbeiwert hat. Dadurch kann, der bei wachsender Zenerspannung positiv werdende Temperaturbeiwert, weitgehend vermindert werden.

2. Berechnung des Voltmeters mit Skalenstreckung

Durch die Anwendung der in Bild 2b dargestellten Schaltung, ergeben sich die Gleichungen :

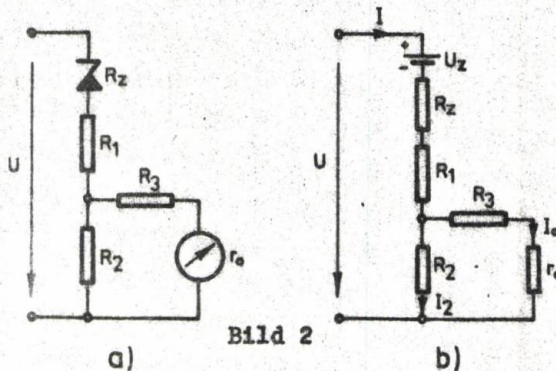


Bild 2

$$I = \frac{U - U_z}{R_e} ; \quad (1)$$

$$I_0 = \frac{R_2 (U - U_z)}{R_{1z} \cdot R_0 - R_{1z} R_2 + R_0 R_2} ; \quad (2)$$

$$R_e = R_{1z} + \frac{R_2 \cdot R_0}{R_2 + R_0} , \quad (3)$$

wo: - $R_{1z} = R_1 + R_z$ und $R_0 = R_3 + r_0$;

R_z - differentieller Widerstand der Z-Diode im Begrenzungsgebiet;
 r_0 - Innenwiderstand des Instruments ; U_z - Zenerspannung.

Der Widerstand R_3 dient zur Justierung der Schaltung und zur teilweisen Kompensierung der Temperaturfehler des Instruments (in welchem Fall R_3 aus Manganin sein muss).

Die empfohlenen Werte für R_3 liegen zwischen r_0 und $3r_0$. Die Widerstände R_1 , R_2 werden aus folgenden Bedingungen bestimmt :

- Für den der Skalenmitte entsprechenden Spannungswert (U_{med}) ist der Stromwert durch die Zenerdiode gleich dem Nennwert,

$I_{z nom}$.

- Für den Höchstwert der zu messenden Gleichspannung (U_{max}) soll der Strom durch das Instrument ($I_{0 max}$) dem größten Zeigerausschlag entsprechen.

Unter Berücksichtigung dieser Bedingungen ergibt sich aus den Gln. (1) u (2) :

$$R_e = \frac{U_{med} - U_z}{I_{z nom}} ; R_2 = \frac{R_0 R_e I_{0 max}}{U_{max} - U_z - R_e I_0} , \quad (4), (5)$$

Sind nun einmal die Grenzen des Messbereichs des Gleichspannungsvoltmeters (U_{min} , U_{max}) festgelegt, so kann die Schaltung folgenderweise zusammengestellt werden :

- Als Anzeigeinstrument wird ein Drehspulinstrument mit Dauermagnet mit kleinstmöglichem Stromverbrauch (gekennzeichnet durch $I_{0 max}$ und r_0) verwendet.

- Für R_3 wählt man einen beliebigen Wert zwischen r_0 und $3r_0$.

- Man verwendet eine Z-Diode deren Zenerspannung U_z etwas kleiner als U_{min} ist wobei der Nennstrom $I_{z nom}$ ein Mehrfaches von $I_{0 max}$ ist.

- Mit Hilfe der Gl.(4) berechnet man R_e , aus Gl.(5) ergibt sich R_0 .

- R_1 ergibt sich aus der Gl.(3).

Nun werden die Widerstände R_1 , R_2 , R_3 gewählt, die den Be-

rechnungswerten annähernd entsprechen sollten (mindestens zwei dieser Widerstände müssen verstellbar sein) und die Bedingung

$$I_{z \min} < I < I_{z \max} \text{ wird geprüft.}$$

3. Die messtechnischen Eigenschaften des Voltmeters

Die Genauigkeit wird von den Messfehlern des Instruments, der Widerstände R_1 , R_2 , R_3 sowie auch von der Stabilität der Eigenschaften der Z-Dioden, bestimmt.

Diese Eigenschaften werden in grossem Masse von den Temperaturveränderungen beeinflusst, da der Temperaturbeiwert vom Arbeitsstrom der Z-Diode abhängt.

Verwendet man entsprechend ausersuchte Instrumente und Widerstände und setzt man Referenzdioden ein, so können Voltmeter mit hoher Genauigkeitsklasse erzeugt werden.

Werden Referenzdioden verwendet, so ist die Einhaltung des Arbeitsstromes in bestimmten Grenzen von besonderer Bedeutung (was durch eine entsprechende Bemessung der Widerstände R_1 , R_2 möglich ist) um eine Verminderung des Temperaturbeiwertes auch bei grossen Temperaturschwankungen zu erhalten.

Diese Dioden werden gleichzeitig von einem geringen Rauschfaktor und von einem stabilen zeitlichen Spannungsverlauf gekennzeichnet.

Der Skalenverlauf dieser Voltmeter ist linear.

Die Wirkleistungsaufnahme ist $P = U_{\max} \cdot I_{\max}$ wo $U_{\max}$ und

$I_{\max}$ die Spannungs-bzw. Stromwerte, die dem Messbereichsendwert entsprechen, sind.

4. Versuchsergebnisse

Auf Grund obiger Bestimmungen wurde ein Gleichspannungsvoltmeter mit zwei gestreckten Skalen entwickelt. Die erhaltenen Messbereiche sind 12-16 V und 26-30 V. Die Beträge der Bauelemente ergeben sich aus Bild 3a für den Messbereich 12-16 V und aus Bild 4 für den Messbereich 26-30 V. Man bemerkt, dass beide Schaltungen denselben Z-Diodentyp (1N3021B) verwenden. Für den Messbereich 26-30 V wurde jedoch ein Spannungsteiler eingeführt um die gewünschte Skalenstreckung zu erhalten. Setzt man hingegen eine Z-Diode mit entsprechend hoher Zenerspannung ein, so kann man auf den Spannungsteiler verzichten. Es ist aber bekannt,

dass der Stabilisierungseffekt mit steigender Zenerspannung abnimmt, welches zum Verlust der Skalengleichförmigkeit führen könnte. Die besprochenen Schaltungen ermöglichen hingegen einen völlig gleichförmigen Skalenverlauf für beide Bereiche (Bild 3b).

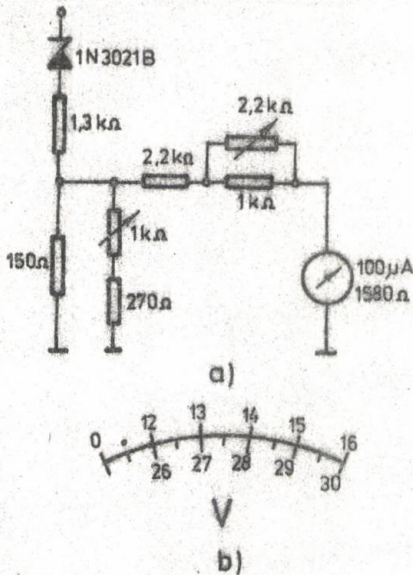


Bild 3

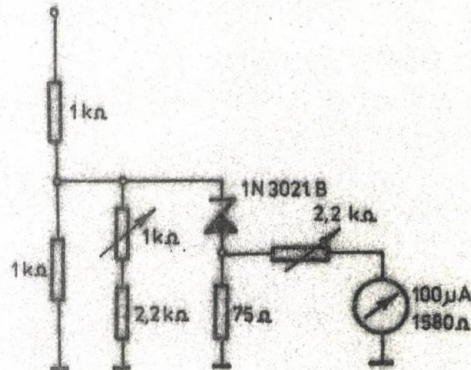


Bild 4

Literatur

- [1] Braşovan, I., Storosciuc, M. şi Harko, St. Voltmetre de tensiune continuă cu scară extinsă cu diode Zener. In : "Calitatea producţiei şi metrologiei", nr.6, 1973, p. 372-374.
- [2] Braşovan, I., Storosciuc, M. şi Harko, St. Voltmetre de tensiune alternativă cu scară extinsă cu diode Zener. In : "Eletrotehnica", nr.5, 1973, p. 197 - 201.

SZABO, W., MAILAT, AD.

GLEICHSPANNUNGSVOLTMETER MIT NULLPUNKTUNTERDRUCKUNG
UND SKALENSTRECKUNG MIT ZENERDIODEN

Zusammenfassung

In der Arbeit werden zwei Schaltungen von Gleichspannungsvoltmetern mit Nullpunktunterdrückung die bei Prüfständen für Kraftfahrzeugelektrik Anwendung finden, kurz vorgeführt.

Die Vorteile der vorgeschlagenen Schaltungen, im Vergleich zu ähnlichen Schaltungen werden hervorgehoben.

VOLTMETRE DE TENSIUNE CONTINUA CU SCARA EXTINSA
CU DIODE ZENER

Rezumat

În lucrare se face o scurtă prezentare a două scheme de voltmetre cu scară extinsă utilizate pe standurile de încercat echipament electric auto. Se scot în evidență avantajele schemei propuse față de alte scheme similare.

FACTORI DE PUTERE LA REDRESOARELE COMANDATE

Ing. TRAIAN IORDACHE, ing.cercet. Universitatea
din Braşov

Dr. ing. IULIAN TOPA, conferenţiar, Universitatea
din Braşov

1. Introducere

În redresoare unde se întâlnesc ventile electrice apar dependenţe neliniare şi de aceea noţiunea de putere reactivă trebuie înţeleasă într-un nou mod. În lucrare se prezintă o metodă de calcul nouă pentru calculul factorilor de putere luându-se în consideraţie influenţa comenzii şi a comutaţiei.

2. Factori de putere

Curentul de linie i_L , de pe partea de c.a. a unei conexiuni redresoare, poate fi interpretat ca o combinaţie a fundamentalei şi a armonicilor [1,2] ; fundamentala poate fi descompusă într-o componentă activă i_{1a} şi o componentă reactivă i_{1r} . Legătura dintre puterea activă a fundamentalei şi puterea aparentă corespunzătoare fundamentalei curentului se defineşte printr-un factor denumit factor de deplasare, $\cos \varphi_1 = P/S_1$. Deoarece curentul nu este sinusoidal, trebuie definită şi legătura dintre puterea activă şi puterea aparentă absorbită din reţea.

Factorul $\cos \lambda = P/S$ se numeşte factor de putere.

2.1. Influenţa comenzii. Presupunind comutaţie instantanee şi neglijând curentul de magnetizare, puterea reactivă este cauzată numai de comandă. Cu notaţiile uzuale din tehnica redresării [3] rezultă factorul de deplasare, pentru un unghi de comandă α ,

$$\cos \varphi_c = U_d/U_{di} = \cos \alpha. \quad (1)$$

Factorul de putere poate fi scris :

$$\cos \lambda_c = \frac{P}{S_1} \cdot \frac{S_1}{S} = \frac{U_d}{U_{di}} \cdot \left(\frac{I_1}{I_L} \right)_{\alpha=0}. \quad (2)$$

În (2) primul factor reprezintă influenţa comenzii iar cel de al doilea ia în consideraţie distorsiunea curbei curentului şi este funcţie numai de numărul de pulsuri. Pentru o conexiune trifazată relaţia (2) devine :

$$\cos \lambda_c = \frac{U_d}{U_{di}} \cdot \left(\frac{U_{di}}{U_{sm}} \right)_{q_i} = \frac{U_d}{U_{di}} \cdot \frac{q}{\pi} \sin \frac{\pi}{q}, \quad (3)$$

unde q este numărul de pulsuri a conexiunii redresoare.

2.2. Corecția pentru comutație. Pentru a ține seama de influența comutației se aplică relației (1) un factor de corecție. Rezultă :

$$\cos \varphi_1 = \frac{P}{P_{di}} \cdot \frac{P_{di}}{S_1} = \frac{U_d}{U_{di}} \cdot \frac{P_{di}}{S_1}. \quad (4)$$

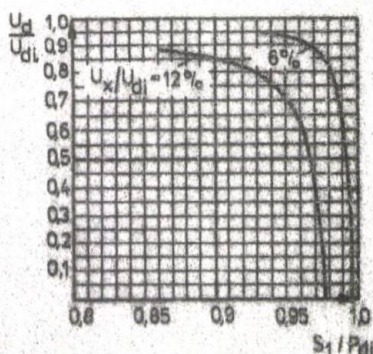


Fig. 1

Factorul de corecție reprezintă numai influența comutației asupra mărimii fundamentalei (produsă de deformarea curbei curențului). Raportul S_1/P_{di} este reprezentat grafic în figura 1. Pentru calculul factorului de putere se transformă ecuația (3) în :

$$\begin{aligned} \cos \lambda &= \frac{U_d}{U_{di}} \cdot \left(\frac{I_1}{I_L} \right)_{\gamma=0} \cdot \frac{I_{L, \gamma=0}}{I_L} \\ &= \cos \lambda_c \cdot \frac{I_{L, \gamma=0}}{I_L}. \end{aligned} \quad (5)$$

Aici U_d/U_{di} ține seama de puterea reactivă cauzată de comandă și comutație, factorul următor ia în considerație influența principală a distorsiunii, iar ultimul factor corectează deformarea curbei curențului produsă de comutație. Valoarea reciprocă a ultimului factor este reprezentată grafic în figura 2.

Din datele redresorului comandat : U_{di} , U_d , I_d , U_x/U_{di} și q , cu relațiile (1) și (3) se determină $\cos \varphi_c$ și $\cos \lambda_c$.

Pentru corectarea valorilor obținute, din figura 1 se determină S_1/P_{di} și cu relația (4) se obține valoarea factorului de deplasare. Din figura 2a se determină unghiul de comutație γ . Cu această valoare, din figura 2b se obține $I_{L, \gamma=0}/I_L$, iar din relația (5) rezultă factorul de putere $\cos \lambda$.

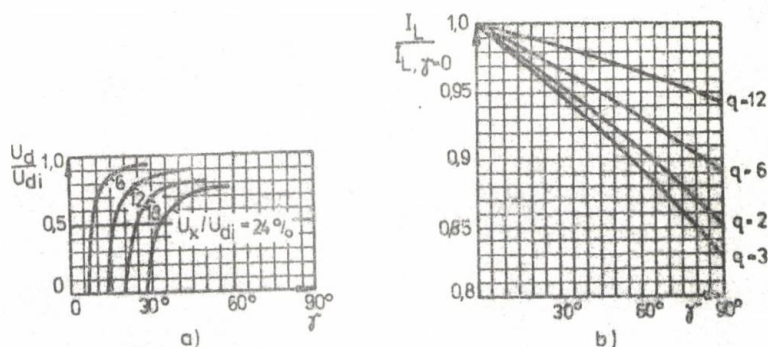


Fig. 2

3. Concluzii

Pe baza relațiilor și diagramelor deduse se poate determina valoarea factorilor de putere pentru orice tip de conexiune redresoare. Metoda are avantajul de a lua în considerație atât influența comenzii cît și a comutației. Cunoașterea acestor factori are o deosebită importanță în raționalizarea consumului de energie electrică a instalațiilor industriale alimentate de la redresoare comandate.

Bibliografie

- [1] KOLB, A. Einführung in die Stromrichtertechnik. In: Elektroniker, nr. 1, 1976, p. 10 - 20.
- [2] SCHAEFER, J. Rectifier Circuits. New York, John Wiley, 1965.
- [3] SAAL, C. și ȚOPA, I. Acționări electrice. Comanda automată. Acționări reglabile. Universitatea din Brașov, 1971.

IORDACHE, T. și TOPA, I.

FACTORI DE PUTERE LA REDRESOARELE COMANDATE

Rezumat

In lucrare se prezintă o metodă de calcul a factorilor de putere pentru redresoarele comandate luându-se în considerare atât comanda cât și comutația. Metoda se poate aplica oricărui tip de conexiune redresoare.

POWER FACTORS OF SEMICONDUCTOR CONTROLLED

RECTIFIERS

Abstract

A calculation procedure of the power factors of the controlled rectifiers is given in the paper with regard to both control and commutation processes. The method is suitable for any rectifying structure.

ONDULEUR À MODULATION EN LARGEUR POUR LES MACHINES LINÉAIRES DE PUISSANCE MOYENNE

Dr. ing. Iulian Topa, maître de conférences à
l'Université de Braşov

Ing. Virgil Pîrvişescu, chef de travaux à
l'Université de Braşov

1. Introduction

Le réglage de la vitesse des moteurs linéaires est lié à une source convenable de tension triphasée d'une fréquence variable. En raison des avantages qu'ils présentent, les onduleurs à modulation en largeur et à circuit intermédiaire de c.c., s'imposent de plus en plus. Le principe de leur fonctionnement est bien connu [1,2,3] et pour le côté puissance de l'onduleur on utilise seulement des schémas à commutation forcée. Si pour très fortes puissances la simplicité du schéma s'avère être déterminante dans le choix de la solution [4], pour les puissances faibles et moyennes ce critère n'est pas concluant.

2. Onduleur à désamorçage individuelle

2.1. Principe de fonctionnement. Le schéma de principe d'un onduleur monophasé à désamorçage individuelle est représenté dans la fig. 1.

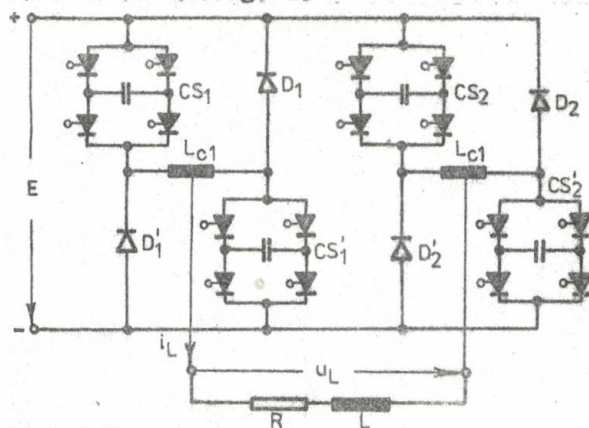


Fig. 1

Pour faire la description du mode de fonctionnement, on suppose que les contacteurs statiques CS_1 et CS_2 soient connectés. On examinera l'ouverture du contacteur statique CS_1 .

Le circuit peut être réduit au schéma équivalent de la figure 2a, où l'on a pris en considération

uniquement les éléments ayant un rôle dans le processus de commutation [5]. A travers le bref intervalle de temps de la commutation, en raison d'une forte inductance de la charge, le courant en charge

peut être considéré constant $i_L = I_S$.

Le courant en charge circule par les thyristors T_1 et T_3 , et la tension u_c sur le condensateur est négative. Pour le désamorçage, au temps t_0 on enjoint le thyristor T_2 (fig.2b). Le condensateur C est déchargé par T_1 et T_2 et le courant de décharge se superpose sur le courant en charge. Le courant i_{T1} qui en résulte, baisse très rapidement à zéro. La vitesse de variation di_{T1}/dt est limitée seulement par les inductances de dispersion (y négligées). Le courant de décharge i_c circule en ce moment par T_2 , T_3 et la diode D . Le courant en charge est commuté du thyristor

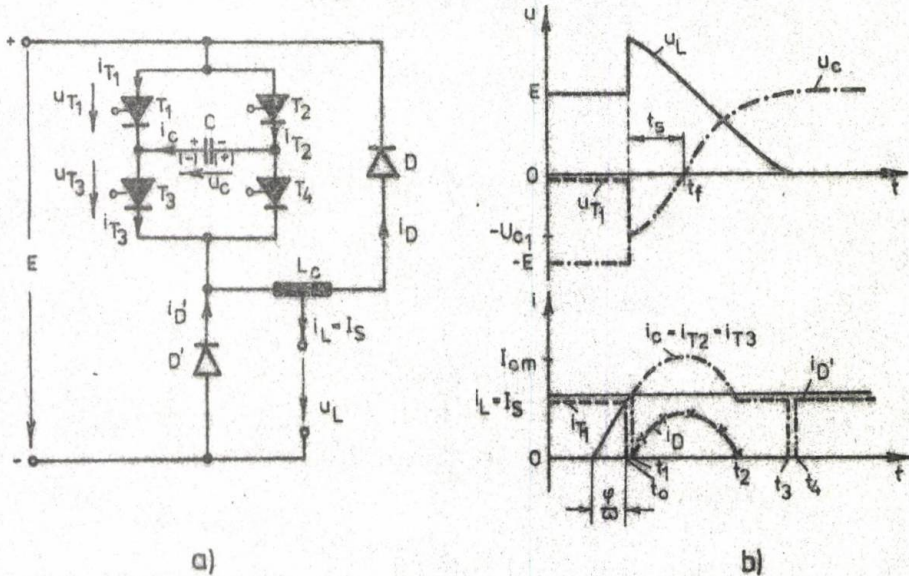


Fig. 2

T_1 à T_2 . Le condensateur C et l'inductance L_c forment un circuit oscillant. An moment t_2 , le courant i_D passant par la diode D est annulé et la diode passe à l'état bloqué. Le courant constant en charge I_S continue à circuler à travers le condensateur. Cependant la tension u_c sur le condensateur est devenue négative (polarité de parenthèses). Par un rapport correspondant, la tension $u_L = E - u_c$ changera également. Au moment t_3 , $u_L = 0$. La tension de sortie u_L ne peut pas devenir négative, parce que, juste en ce moment, la diode D' passe à l'état conducteur. Les thyristors T_2 et T_3 passent à l'état bloqué, le courant i_c baisse très rapidement à zéro et le processus de commutation est terminé. Le courant en charge circule par la diode D' . Dans l'intervalle $t_s = t_f - t_1$ la

tension au thyristor T_1 est négative ayant la valeur $u_{T1} = u_c$. Le temps t_s appelé temps de sûreté doit être supérieur au temps de désamorçage du thyristor, pour garantir un blocage sûr. A une suivante connexion du contacteur, les thyristors T_1 et T_4 peuvent être commandés.

2.2. Le calcul des éléments principaux. Le courant i_c à travers le condensateur est :

$$i_c = I_S + i_D. \quad (1)$$

Au conditions initiales : $t = t_1$, $u_c(t_1) = -U_{c1}$ et $i_L(t_1) = I_S = \text{const.}$, le courant i_c est :

$$i_c(t) = \frac{I_S}{\sin \varphi} \sin [\omega_0(t - t_1) + \varphi], \quad (2)$$

ayant

$$\omega_0 = 1/\sqrt{L_c C}.$$

L'angle φ est l'angle de déphasage du circuit oscillant au moment t_1 .

Si on dérive l'équation (2) on obtient,

$$\frac{di_c}{dt} = \omega_0 \frac{I_S}{\sin \varphi} \cos [\omega_0(t - t_1) + \varphi]. \quad (3)$$

De (3) pour $t = t_1$ on obtient, au moment t_1 , la vitesse de croissance du courant passant par le condensateur,

$$\frac{di_c}{dt}(t = t_1) = \omega_0 \frac{I_S}{\sin \varphi} \cos \varphi. \quad (4)$$

Cette vitesse peut être déterminée également de,

$$\frac{di_c}{dt}(t = t_1) = \frac{U_{c1}}{L_c}. \quad (5)$$

En égalant les relations (4) et (5) on établit pour l'angle de déphasage :

$$\varphi = \arctg\left(\frac{1}{x}\right), \quad (6) \quad \text{où } x = \frac{U_{c1}}{I_S} \sqrt{\frac{C}{L_c}}.$$

A partir de cette valeur on parvient à la valeur maximum I_{cm} du courant dans le condensateur (fig.2b).

$$I_{cm} = I_S / \sin \varphi = I_S \sqrt{1+x^2}. \quad (7)$$

La tension u_c résulte de l'intégration de l'équation (2),

$$u_c = \frac{1}{C} \int i_c dt = -\frac{I_S}{\sin \varphi} \sqrt{\frac{L_c}{C}} \cos [\omega_0(t - t_1) + \varphi]. \quad (8)$$

Le temps de sûreté $t_s = t_f - t_1$ s'obtient en égalant la relation (8) à zéro,

$$t_s = \sqrt{L_c C} \operatorname{arctg} x. \quad (9)$$

Ce temps doit être $t_s = (1,2 \dots 1,5) t_q$, où t_q est le temps de démarrage.

Les équations (7) et (9) représentent les équations de dimensionnement pour L_c et C à des valeurs données de la tension U_{c1} et du courant de charge I_s . La valeur maximum de I_{cm} est obtenue au cas de la marche à vide ($I_s \rightarrow 0$) et de la relation (7),

$$I_{cm0} = U_{c1} \sqrt{C/L_c}. \quad (10)$$

Mais durant le fonctionnement de l'onduleur il faut assurer l'extinction d'un courant de charge maxima I_{smax} . Soit,

$$F_o = I_{cm0} / I_{smax}, \quad (11)$$

un facteur de marche à vide. Moyennant les relations (10) et (11) les équations (7) et (8) deviennent :

$$I_{cm} = I_s \sqrt{1 + (F_o I_{smax} / I_s)^2}, \quad (12)$$

$$t_s = \sqrt{L_c C} \operatorname{arctg} (F_o I_{smax} / I_s). \quad (13)$$

On rencontre le temps minimum de sûreté t_{smin} dans le cas du plus grand courant de charge $I_s = I_{smax}$. De (13) on détermine :

$$t_{smin} = \sqrt{L_c C} \operatorname{arctg} (F_o). \quad (14)$$

Si on remplace successivement dans la relation (14) L_c et ultérieurement C , des relations (10) et (11) on obtient :

$$t_{smin} = C \frac{U_{c1}}{F_o I_{smax}} \operatorname{arctg} F_o, \quad (15)$$

$$t_{smin} = L_c \frac{F_o I_{smax}}{U_{c1}} \operatorname{arctg} F_o. \quad (16)$$

En notant,

$$F_c = \frac{F_o}{\operatorname{arctg} F_o} \quad \text{et} \quad F_L = \frac{1}{F_o \operatorname{arctg} F_o}$$

il résulte

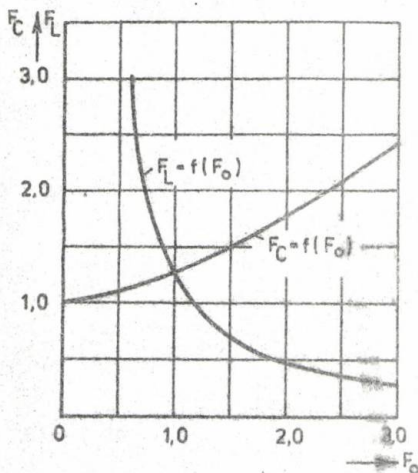


Fig. 3.

$$C = F_C \frac{I_{Smax} t_{smin}}{U_{c1}}, \quad (17)$$

$$L = F_L \frac{U_{c1} t_{smin}}{I_{Smax}}. \quad (18)$$

Les courbes de variation $F_C = f(F_0)$ et $F_L = f(F_0)$ sont représentées dans la figure 3.

3. Conclusions

Dans le dessein de dimensionner d'une manière optimale le circuit oscillant, on choisit F_0 autour de la valeur 1,0. On détermine F_C et F_L de la figure 3. Etant connu le type de thyristor, on établit t_{smin} . En fonction du courant maximum de charge I_{Smax} et de la tension U_{c1} , des relations (17) et (18) il résulte C et respectivement L_0 .

Bibliographie

- [1] LEONHARD, W. Regelung in der elektrischen Antriebstechnik. Stuttgart, B.G. Teubner, 1974.
- [2] TOPA, I. Zur Berechnung einiger Schaltungen für einen Pulswechselrichter. In: Rev. Roum. Sci. Techn. Electrotechn. et Energ., tome 22, nr.4, 1977, p. 541 - 553.
- [3] BUHLER, H. Umrichter gespeiste Antriebe mit Asynchronmaschinen. In: Neue Technik, nr. 4, 1974, p.121 - 139.
- [4] TOPA, I. Vergleichende Untersuchung von Schaltungen für einen Pulswechselrichter hoher Leistung. Forschungsbericht am Inst. für Regelungstechnik der T.U. Braunschweig, 1976.
- [5] HEUMANN, K. und STUMPE, A. Thyristoren. Eigenschaften und Anwendungen. Stuttgart, B.G. Teubner, 1974.

TOPA, I., PÎRVULESCU, V.

ONDULEUR À MODULATION EN LARGEUR POUR LES MACHINES
LINEAIRES DE PUISSANCE MOYENNE

Résumé

La note ci-dessus détermine, pour un onduleur à modulation en largeur à désamorgage individuel, les conditions de détermination optima du circuit oscillant. A partir des relations de calcul et du diagramme présentées on parvient à déterminer la capacité C et l'inductance L_c .

INVERTOR CU MODULATIE IN LATIME PENTRU MASINI
LINEARE DE PUTERE MEDIE

Rezumat

In lucrare se determină, pentru un invertor cu modulație în lățime cu stingere individuală, condițiile de dimensionare optimă a circuitului oscilant. Pe baza relațiilor de calcul și a diagramei prezentate rezultă capacitatea C și inductivitatea L_c .

PROIECTAREA CU AJUTORUL SPAD A UNUI INVERTOR SERIE CU SARCINA REZISTIVA

Dr. ing. Mărgineanu I., șef lucrări la Universitatea
din Brașov

Ing. Cîmpeanu R., asistent la Universitatea din Brașov

1. Introducere

Invertoarele moderne de puteri medii și mari, într-un domeniu de frecvențe ce merge pînă la sute de kHz, folosesc în special ventile semiconductoare semicomandate (tiristoare).

Pentru medie frecvență ($f \geq 2000$ Hz) invertoarele cele mai folosite sînt cele de tip serie, în care sarcina intră în componența unui circuit oscilant L,R,C serie. Avantajul principal al acestui tip de inverter constă în comutația naturală a tiristoarelor prin scăderea curentului în circuitul oscilant la zero. În plus unele scheme asigură aplicarea unor tensiuni inverse mari tiristorului care iese din conducție și reduc astfel timpul necesar blocării sigure a tiristorului. Acest lucru se reflectă în obținerea unor frecvențe de lucru relativ ridicate, comparativ cu alte tipuri de invertoare în care sînt folosite tiristoare similare. Una dintre aceste scheme folosită pentru simplitate și cost redus este cea din figura 1. [1,2].

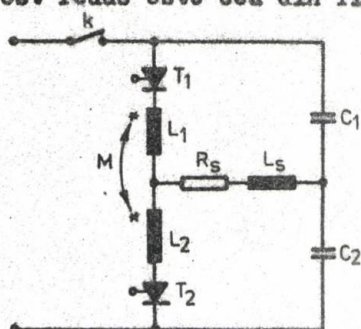


Fig. 1

Pornind de la ecuațiile de regim tranzitoriu și impunînd o condiție de regim permanent (cu observația că sarcina R_s , L_s rămîne constantă în timp), se obțin ecuații care permit o proiectare optimă a invertorului.

Proiectarea se va face cu ajutorul calculatorului numeric.

2. Modelul matematic

Ipotezele simplificatoare, care se iau în considerație pentru elaborarea modelului matematic sînt : inductivitatea sarcinii (L_s) și cuplajul mutual între inductivitățile circuitului serie (M)

egale cu zero ; tiristoarele (T_1) și (T_2) sînt considerate întrepruptoare semiideale la care timpul de aprindere și rezistența internă pentru tiristorul deschis sînt considerate nule, rezistența internă pentru tiristorul închis este considerată infinită, iar blocarea se face după un timp $t > t_{off}$ (unde t_{off} este timpul de revenire).

În aceste ipoteze rezultă schema idealizată prezentată în figura 2.

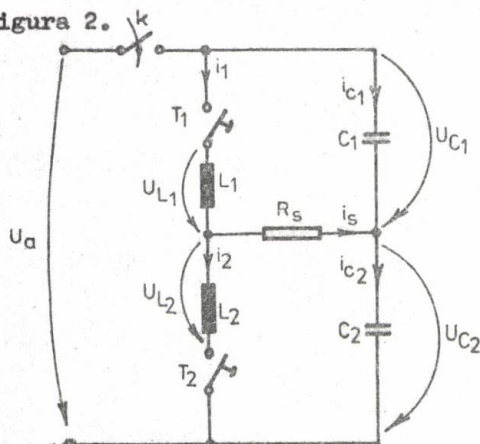


Fig. 2

a tensiunii pe condensatorul C_2) și

$$\frac{U_a}{p} = p L_1 I_1 + R_s I_s + \frac{1}{p C_1} I_{C1} + \frac{U_{C10}}{p}, \quad (1b)$$

dacă este deschis T_2 (U_{C10} reprezintă valoarea inițială a tensiunii pe condensatorul C_1) ;

$$\frac{U_a}{p} = \frac{1}{p C_1} I_{C1} + \frac{U_{C10}}{p} + \frac{1}{p C_2} I_{C2} + \frac{U_{C20}}{p}; \quad (2)$$

$$I_s + I_{C1} = I_{C2}. \quad (3)$$

La închiderea întreruptorului k , tensiunea de alimentare se repartizează egal pe cele două condensatoare $C_1 = C_2$. Dacă la momentul t_1 se comandă tiristorul T_1 din ecuațiile (1a), (2) și (3) cu $U_{C10} = U_{C20} = \frac{U_a}{2}$ rezultă : $i_1(t) = \frac{U_a}{2\omega L} e^{-\sigma t} \sin \omega t$;

$$u_{C2}(t) = U_a \left[1 - \frac{1}{2} e^{-\sigma t} (\cos \omega t + \frac{\sigma}{\omega} \sin \omega t) \right], \quad (4)$$

$$\text{unde: } \sigma = \frac{R_s}{2L}; \quad (5)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{2LC} - \frac{R_s^2}{4L^2}}; \quad (\text{s-a considerat } L_1 = L_2 = L).$$

Dacă unul din tiristoare este deschis (comandat) transformatele Laplace ale ecuațiilor care dau mărimile de stare ale circuitului sînt :

$$\frac{U_a}{p} = p L_1 I_1 + R_s I_s + \frac{1}{p C_2} I_{C2} + \frac{U_{C20}}{p}, \quad (1a)$$

dacă este deschis T_1 , (U_{C20} reprezintă valoarea inițială

La trecerea curentului $i_1(t)$ prin 0 ($t_2 = \frac{\pi}{\omega}$) se comandă tiristorul T_2 . Ecuații care dau mărimile de stare sînt (1b), (2) și (3) cu condițiile inițiale :

$$\begin{aligned} U_{C10}(t_2) &= -\frac{1}{2} U_0 e^{-\frac{\sigma}{\omega} \pi} ; \\ U_{C20}(t_2) &= U_0 - U_{C10}(t_2) . \end{aligned} \quad (6)$$

La trecerea prin 0 a lui $i_2(t)$ se comandă din nou tiristorul T_1 , ș.a.m.d. pînă la realizarea regimului permanent, cînd tensiunea maximă pe condensatoare rămîne constantă :

$$\begin{aligned} U_{C10} &= U_0 ; \\ U_{C20} &= U_0 - U_0 . \end{aligned} \quad (7)$$

Condiția de regim permanent este :

$$U_{C20}\left(\frac{\pi}{\omega}\right) = U_0 . \quad (8)$$

Din (4) rezultă :

$$U_0 = U_a + U_0 e^{-\frac{\sigma}{\omega} \pi} . \quad (9)$$

Cu notația $U_0 = kU_a$ (unde k este coeficientul de supracreștere) rezultă :

$$\frac{k-1}{k} = e^{-\frac{\sigma}{\omega} \pi} . \quad (10)$$

În regim permanent curentul i_1 și tensiunea pe tiristorul blocat sînt :

$$\begin{aligned} i_1(t) &= \frac{2U_0}{R_s} \cdot \frac{\sigma}{\omega} e^{-\frac{\sigma}{\omega} t} \sin \omega t ; \\ u_{T_2}(t) &= U_0 - U_0 e^{-\frac{\sigma}{\omega} t} \left(\cos \omega t - \frac{\sigma}{\omega} \sin \omega t \right) . \end{aligned} \quad (11)$$

Timpul t_x cît tiristorul T_2 este polarizat invers, rezultă din (11) :

$$U_0 - U_0 e^{-\frac{\sigma}{\omega} t_x} \left(\cos \omega t_x - \frac{\sigma}{\omega} \sin \omega t_x \right) = 0 , \quad (12)$$

sau funcție de coeficientul de supracreștere :

$$1 - k e^{-\frac{\sigma}{\omega} t_x} \left(\cos \omega t_x - \frac{\sigma}{\omega} \sin \omega t_x \right) = 0 . \quad (13)$$

Valoarea maximă a curentului prin tiristori se obține din (11) pentru $t = \frac{\pi}{2\omega}$:

$$I_M = 2 \frac{U_0}{R_s} \cdot \frac{\sigma}{\omega} e^{-\frac{\sigma}{\omega} \cdot \frac{\pi}{2}} . \quad (14)$$

Puterea în R_s rezultă imediat :

$$P = \frac{U_0^2}{R_s} \cdot \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\sigma}{\omega} \frac{1}{1 + \left(\frac{\sigma}{\omega}\right)^2} \left(1 - e^{-\frac{\sigma}{\omega} 2\pi} \right) . \quad (15)$$

3. Algoritmul de proiectare a invertorului serie cu ajutorul SPAD

Pe baza modelului matematic stabilit se poate elabora următo-

rul algoritm de proiectare al invertorului serie pornind de la datele de catalog ale tiristoarelor : $U_{\max i}$, $I_{\max i}$, $t_{\text{off}i}$, P_i prețul tiristoarelor și tensiunea de alimentare U_a . Se urmărește proiectarea unui invertor de putere P_d și frecvența f_d impuse de utilizator :

- se citesc datele de intrare pentru un set de tiristoare disponibile ($i=1,2,\dots,n$) care se introduc într-o matrice A , care are n rînduri și 4 coloane. Fiecare rînd corespunde unui tip de tiristor, iar coloanele reprezintă datele de catalog.
- se determină $k = U_{\max i} / U_a$;
- din relația (10) se determină $\frac{d}{\omega} = -\frac{1}{k} \ln \frac{k-1}{k}$;
- cunoscînd $\frac{d}{\omega}$ și $t_{\text{off}i}$ și luînd $t_x = t_{\text{off}i}$ rezultă din ecuația neliniară (13) valoarea frecvenței maxime $f_{\max} = \frac{\omega_{\max}}{2\pi}$;
- dacă $f_{\max} \geq f_d$ se trece la pasul următor. În caz contrar se revine la b considerîndu-se alt tiristor ($i=i+1$) ;
- din relația (14) se determină R_s și din (15) se determină P ;
- dacă $P \geq P_d$ se trece la pasul următor, în caz contrar se revine la pasul b pentru alt tiristor ;
- se reține i într-un vector K ;
- pașii se repetă pînă cînd $i \geq n$ determinîndu-se un set de tiristoare care corespund condițiilor impuse ;
- se alege din setul determinat tiristorul cel mai ieftin ;
- din relațiile (5) se determină elementele L și C ale schemei.

4. Rezultatele calculului numeric și concluzii.

Pentru frecvența $f_d=2500$ Hz și puterea $P_d=7$ kW, necesare pentru un dispozitiv de brazare a rezultat tiristorul Tyl2c-PR12 cu datele de catalog reprezentate în tabelul 1.

Tab. 1. Datele caracteristice ale tiristorului

$U_{\max}$ [V]	$I_{\max}$ [A]	t_{off} [μ s]
1000	80	50

Pentru $U_a=300$ V a rezultat $R_s=2,36 \Omega$, $L=0,62$ mH, $C=4,9 \mu$ F. Proiectarea invertorului se poate realiza și folosind curbele parametrice rezultate din relațiile (10), (13), (14) și (15) reprezentate în figura 3.

Pentru I_M și P s-a considerat tensiunea de alimentare $U_a = 300$ V.

Relațiile utilizate în lucrare pot fi extinse și pentru un

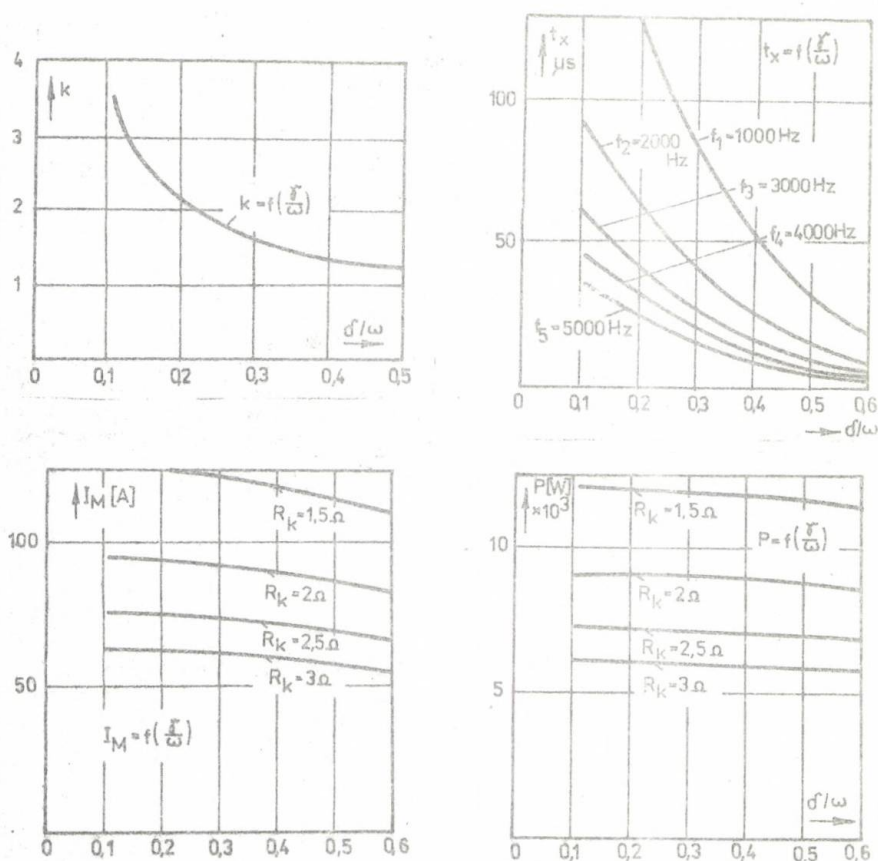


Fig. 3

inverter cu sarcină inductivă și cuplaj magnetic între L_1 și L_2 . Inductivitatea sarcinii are un efect de micșorare asupra coeficientului de supracreștere și asupra timpului t_x , rezultînd o micșorare a frecvențelor de lucru.

Prin realizarea unui cuplaj magnetic între bobinele L_1 și L_2 această influență negativă a inductivității de sarcină poate fi compensată. Aceste aspecte vor constitui obiectul unor preocupări ulterioare.

Bibliografie

- [1] BERNHARD, I., H. Inițiere în tiristoare. Ed. Tehnică, București, 1974.
- [2] LAPPE, R. Thyristorwechselrichter für die induktive Erwärmung im Bereich von 500 Hz bis 50 Hz. In: Elektrische vol. 28, nr. 4, 1974.

MARGINEANU, I., CIMPEANU, R., DAN, ST.

PROIECTAREA CU AJUTORUL S.P.A.D. A UNUI INVERTOR
SERIE CU SARCINA REZISTIVA

Rezumat

In lucrare se prezintă o metodă de proiectare a unui invertor serie cu sarcină rezistivă folosind calculatorul numeric. Sînt prezentate principalele relații ale modelului matematic, algoritmul de calcul, rezultatele obținute și o serie de curbe parametrice utile în proiectare. Metoda poate fi extinsă pentru invertoarele cu sarcina inductivă și cuplaj mutual între bobine.

DIGITAL COMPUTER DESIGN OF A RESISTIVE LOAD
SERIES INVERTER

Abstract

This paper presents a digital computation method to design a resistive load series inverter. The basic relations of mathematical model, calculation method, results and a number of nomograms are presented. This method can be extended for inductive load inverters, with coupled coils.

COMANDA CONVERTOARELOR ELECTRICE CU TIRISTOARE

Ing. Mihai Cernat, șef lucrări la Universitatea din Brașov
Ing. Martin Schuster, I.C.P.A.T. Brașov

Funcționarea tiristoarelor a fost analizată amănunțit în cadrul a numeroase lucrări. Comutația, procesul trecerii curentului electric de la o ramură de circuit electric la alta, a fost de asemenea studiată în detaliu.

În această lucrare este analizată structura unor dispozitive utilizate pentru comanda convertoarelor cu tiristoare, prezentate în literatură.

1. Parametrii impulsului de comandă

Procedul cel mai frecvent de trecere în conducție (aprindere) a tiristorului este comanda în impulsuri. Se vor prezenta în continuare condițiile pe care trebuie să le îndeplinească un impuls de comandă pentru ca să producă o trecere în conducție în condiții optime a tiristorului, adică o aprindere sigură și la momentul dorit. Dispozitivele de comandă trebuie să satisfacă aceste condiții.

Parametrii impulsului de comandă a tiristorului sînt :

- a) amplitudinea impulsului ;
- b) durata frontului de creștere a impulsului, denumită pe scurt în cele ce urmează frontul impulsului ;
- c) durata impulsului.

1.1. Amplitudinea impulsului de comandă

Amplitudinea impulsului de comandă, necesar pentru a trece în conducție un tiristor se determină cu ajutorul caracteristicii de comandă $I_G = f(U_G)$ așa cum se prezintă în fig. 1, [1]. Dreapta de sarcină EB trebuie să treacă cât mai aproape de hiperbola de disipație corespunzătoare duratei alese a impulsului de comandă. Punctul de funcționare este situat pe dreapta EB între punctele C

și D.

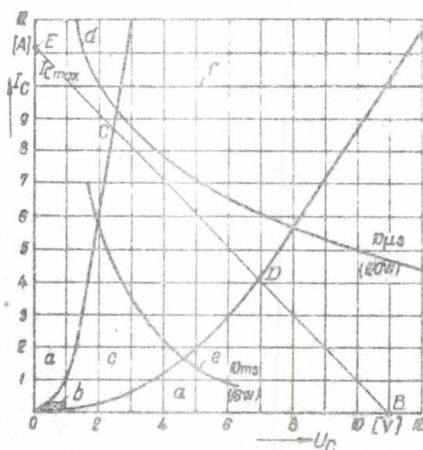


Fig. 1. Caracteristica de comandă a unui tiristor BSTLO3 (SIEMENS). a) regiunea aprinderilor imposibile ; b) regiunea aprinderilor posibile, dar puțin probabile ; c) regiunea aprinderilor sigure ; d) hiperbola de disipație corespunzătoare unei durate a impulsului de 50 μ s (120 W) ; e) hiperbola de disipație corespunzătoare unei durate a impulsului de 10 ms (16 W) ; f) dreapta curentului de comandă maxim admisibil.

1.2. Frontul impulsului de comandă

Durata frontului de creștere a impulsului de comandă, denumită pe scurt frontul impulsului de comandă are o influență considerabilă asupra pierderilor care au loc în ventil. Există o dependență între frontul impulsului și valoarea maxim admisibilă a mărimii dI/dt , unde I este intensitatea curentului (anodic) prin tiristor. În cazul când impulsul de comandă are front scurt, deci mărimea dI_G/dt are valoare ridicată, este admisibilă și o valoare ridicată a mărimii dI/dt , deoarece viteza de extindere a zonei de conducție în joncțiunea de comandă este relativ mare.

Chiar dacă în anumite cazuri, cum ar fi, de exemplu, cel al redresoarelor comandate cu tiristoare, mărimea dI/dt are valori relativ mici, sînt totuși necesare impulsuri de comandă cu front redus pentru a asigura o repartiție dinamică uniformă a tensiunilor și curenților în tiristoarele comandate simultan.

În general pentru tiristoarele rapide, cum sînt, de exemplu, tiristoarele BSTLO3 (SIEMENS) se recomandă ca mărimea dI_G/dt să aibă valori mai mari decît 3 A/ μ s. Se asigură astfel o valoare admisibilă a mărimii dI/dt de 50 A/ μ s.

1.3. Durata impulsului de comandă

Durata necesară a impulsului de comandă depinde de tipul de tiristor utilizat, de caracterul impedenței de sarcină ca și de alți parametri ai convertorului.

În general impulsul de comandă trebuie să dureze un timp suficient de lung pentru ca intensitatea curentului anodic să depășească valoarea de menținere I_H .

De multe ori, funcționarea schemei sau caracterul sarcinii impun să se utilizeze impulsuri de comandă de durată mult mai mare decît cea suficientă pentru a trece în conducție un singur tiristor într-un circuit pur rezistiv. De asemenea în cazul utilizării unor grupări de tiristoare, legat în serie și paralel se recomandă utilizarea unor impulsuri de comandă cu durată mai lungă.

Durata suficientă a impulsurilor de comandă la convertoare alimentînd sarcini rezistive este de aproximativ $100 \mu s$.

1.4. Particularități ale dispozitivelor de comandă

Structura dispozitivelor de comandă, care generează impulsuri de comandă, este foarte diferită funcție de cerințele impuse convertorului, de tipul convertorului, de condițiile de mediu în care va funcționa instalația, de principiul de comandă ales, de numărul de tiristoare comandate de elementele de circuit utilizate în dispozitivele de comandă, de funcțiunile de reglare impuse etc.

Este destul de dificil de a satisface toate cele trei condiții impuse impulsurilor de comandă : amplitudine, front, durată, datorită transformatorului de impulsuri, care, de cele mai multe ori constituie elementul de ieșire al etajului final al dispozitivelor de comandă. Se recurge de aceea la una din soluțiile următoare : se utilizează impulsuri compuse ; se utilizează impulsuri multiple [1].

O altă cerință impusă dispozitivelor de comandă este aceea de a realiza protecția la supracurent a tiristorului. Se prevăd circuite speciale care, la depășirea unei valori limită a curentului prin tiristor, suprimă impulsurile de comandă (circuite de limitare și protecție). De asemenea dispozitivele de comandă pot realiza uneori și funcțiuni de reglaj automat al tensiunii, curentului sau puterii de la ieșirea convertorului.

2. Structura dispozitivelor de comandă pentru convertoare cu comutație naturală cu comandă de la rețea

Convertoarele cu comutație naturală absorb din rețea puterea reactivă necesară comutației. Frecvența de lucru la convertoarele cu comandă de la rețea este frecvența rețelei. De cele mai multe ori aceste convertoare lucrează în regim de redresor.

Schema dispozitivului de comandă pentru acest tip de convertor, reprezentată în fig. 2, este alcătuită dintr-un bloc generator de tact (BGT), sincronizat cu rețeaua, un bloc defazor (BD), un bloc distribuitor de impulsuri (BDI) și amplificatoare finale (AF) pentru fiecare tiristor sau grup de tiristoare conectate în serie și paralel.

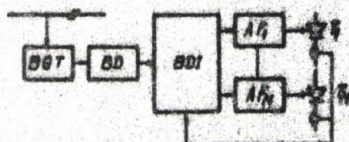


Fig. 2. Structura unui dispozitiv de comandă pentru convertoare cu comutație naturală comandate de la rețea. BGT - bloc generator de tact ; BD - bloc defazor ; BDI - bloc distribuitor de impulsuri ; AF - amplificator final.

Blocul generator de tact poate fi în acest caz un circuit basculant monostabil comandat de la rețea. Blocul defazor are rolul de a realiza un defazaj reglabil față de tensiunea rețelei. La ieșirea lui se conectează blocul distribuitor de impulsuri care are rolul de a realiza adaptarea schemei de comandă la tipul convertorului și care are o structură dependentă de tipul convertorului (monofazat, trifazat, etc). Amplificatoarele finale au rolul de a da la ieșirea lor impulsuri de comandă cu amplitudinea, frecvența și durata corespunzătoare tiristoarelor utilizate și tipului de convertor. Blocul distribuitor de impulsuri conține și circuite de protecție la supracurent.

În cazul unei scheme de comandă automate în care trebuie să se modifice valoarea tensiunii de ieșire este necesar să se realizeze o modificare corespunzătoare a defazajului impulsurilor de comandă față de tensiunea rețelei.

Schema dispozitivului de comandă se modifică, în locul blocului defazor introducându-se un convertor tensiune durată (OTD) care realizează întârzierea impulsurilor la ieșire față de cele

de la intrare, în funcție de valoarea tensiunii aplicate la bornele de comandă (fig. 3).

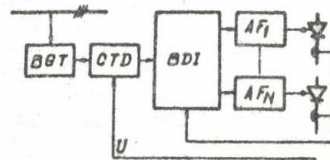


Fig. 3. Structura unui dispozitiv de comandă automat pentru convertoare cu comutație naturală comandate de la rețea. CTD - convertor tensiune-durată.

3. Structura dispozitivelor de comandă pentru convertoare cu comutație forțată cu comandă proprie

Convertoarele cu comutație forțată absorb puterea reactivă necesară comutației de la surse introduse în circuit special pentru acest scop. Frecvența de lucru a convertoarelor cu comandă proprie este independentă de frecvența rețelei. De cele mai multe ori aceste convertoare lucrează în regim de inverter. Schema dispozitivului de comandă pentru acest tip de convertor, reprezentată în fig. 4, este alcătuită dintr-un bloc generator de tact (BGT), un bloc distribuitor de impulsuri (BDI) și amplificatoare finale (AF).

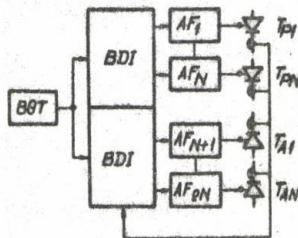


Fig. 4. Structura unui dispozitiv de comandă pentru convertoare cu comutație forțată cu comandă proprie. TP - tiristoare principale, TA - tiristoare auxiliare.

Blocul generator de tact poate fi în acest caz un circuit basculant astabil. Rolul și funcționarea celorlalte blocuri sînt similare cu cele ale blocurilor ce intră în componența dispozitivelor de comandă prezentate anterior.

Convertoarele cu comutație forțată sînt prevăzute cu surse de energie reactivă care asigură realizarea comutației. De multe ori trecerea în blocare a tiristoarelor se face cu ajutorul altor ti-

ristoare auxiliare, conectate în circuite de stingere. Aceste circuite de stingere pot fi individuale sau comune pentru mai multe tiristoare. Blocul distribuitor de impulsuri va avea, în cazul convertoarelor cu comutație forțată, o structură depinzând și de tipul circuitului de stingere.

Pentru simplificare se vor lua în considerare în continuare convertoarele cu circuite individuale de stingere. În acest caz se prevăd două blocuri distribuitoare de impulsuri, unul pentru tiristoarele principale, celălalt pentru tiristoarele auxiliare (fig. 4).

În schemele de reglare automată se poate impune reglarea a doi parametri ai convertorului : frecvența și tensiunea de ieșire.

Pentru a regla frecvența este necesar să se înlocuiască generatorul de tact cu un convertor tensiune-frecvență (CTF) care realizează modificarea frecvenței în funcție de valoarea tensiunii aplicate la bornele de comandă.

Pentru a regla tensiunea se pot aplica mai multe metode. Una dintre ele realizează modificarea intervalului de timp dintre impulsurile de comandă aplicate tiristoarelor principale și cele aplicate tiristoarelor auxiliare, cu ajutorul unui convertor tensiune-durată (fig. 5).

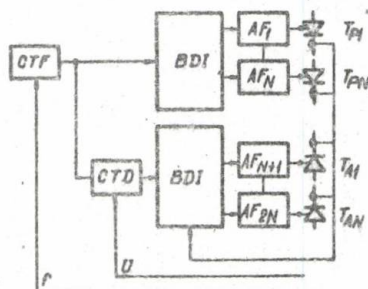


Fig. 5. Structura unui dispozitiv de comandă automat pentru convertoare cu comutație forțată cu comandă proprie. CTF - convertor tensiune - frecvență.

Mai este posibilă utilizarea unui convertor compus dintr-un redresor comandat și un inverter. În acest caz schema de comandă este mai complexă și permite atât reglarea frecvenței cât și a tensiunii de ieșire, cu ajutorul a două bucle de reglaj (fig. 6).

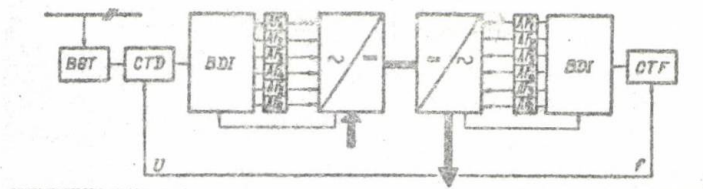


Fig. 6. Structura unui dispozitiv de comandă automat pentru convertitoare cu comutație forțată cu comandă proprie.

BIBLIOGRAFIE

- [1] CHAUPRADE, R. Evolution des circuits de commande des convertisseurs de puissance à thyristors. In : R.G.E. Tome 79, Nr.7, iulie 1970.
- [2] HOFFMANN, A., STOCKER, K., SIEMENS - Thyristor - Handbuch, Berlin - Erlangen, 1968.
- [3] MEYER, M. Tiristoarele în practică. Mutatoare cu comutație forțată. (trad. din lb. germană) Ed. Tehnică, București, 1970.
- [4] MATLAC, I. Aparate electrice de comutație. Universitatea din Brașov, 1971.

CERNAT, M., SCHUSTER, M.

COMANDA CONVERTOARELOR ELECTRICE CU TIRISTOARE

Rezumat

În lucrare se prezintă principiile comenzii tiristoarelor ce intră în componența convertoarelor cu tiristoare și structura dispozitivelor de comandă folosite pentru convertoare cu comutație naturală sau cu comutație forțată. Se analizează atât dispozitivele de comandă simple cât și cele mai complexe, folosite în acționări industriale pretențioase.

STEUERUNG VON THYRISTORSTROMRICHTER

ZUSAMMENFASSUNG

Es werden die Steuergrundsätze der in Thyristorstromrichter benützten steuerbaren Halbleiterventile und der Aufbau der Steueranlagen die man in netzgeführten oder selbstgeführten Stromrichtern verwendet, vorgestellt. Man berücksichtigt die einfachen sowie auch die zusammengesetzten Steueranlagen, welche man in anspruchsvollen industriellen Antrieben benützt.

ON THE RATED OPTIMAL SLIP OF THE ELECTRIC DRIVE WITH PERIODICAL SHOCK LOADS

Dr. Eng. C.Saal, Professor at the University of Bragov

Eng. Fr.Sisak, Lecturer at the University of Bragov

1. Introduction

The methods so far known concerning the determination of the rated optimal slip of induction driving motors, charged with periodical shock loads [1,2,3], do not take into account the influence of overload capacity on the motor. This influence is determined in the paper, and new analytical expressions for optimal nominal slip are deduced. The possibilities of obtaining an assessed maximum electromagnetic torque, which together with the nominal slip would lead to the most efficient utilization of the presumed flywheel, are also dealt with.

2. Relative variations of kinetic energy

In an ideal situation of the nil static resisting torque, the maximum kinetic energy that can be accumulated in the gyrating pieces is:

$$E_{cM} = \frac{J \Omega_s^2}{2}, \quad (1)$$

Ω_s being the synchronous angular speed of the induction motor and J the polar moment of inertia referred to the motor shaft. The relative variation of the kinetic energy during the shock loads will be:

$$\Delta E_{cM} = \frac{\Delta E_c}{E_{cM}} = \frac{J(\Omega_M^2 - \Omega_m^2)}{2 E_{cM}} = 2(s_M - s_m) \left(1 - \frac{s_M + s_m}{2} \right), \quad (2)$$

where: Ω_M , Ω_m stand for the angular speed at the beginning and at the end of the shock load respectively; s_m and s_M being the corresponding slips of the aforesaid speeds. The ΔE_{cM} coefficient can be considered as an index of the utilisation of kinetic energy, that could be stored in the gyrating pieces of the drive system.

2.1. Rated optimal slip

2.1.1. Harmonically pulsating static resisting torque

In reference books ([1] p.167) in the case of a relative harmonically pulsating static resisting torque:

$$T_{rn} = \mu_{on} + \mu_A \sin \omega t = \frac{T_r}{T_N}, \quad (\mu_o, \mu_A, \omega = \text{const.}), \quad (3)$$

$\omega = \frac{2\pi}{t_c}$ (t_c being the duration of a cycle), supposing a linear mechanical characteristics of the motor, the authors usually start from expressing the maximum and minimum slips:

$$s_M = \frac{T_M}{T_N} s_N = T_{M\alpha} s_N; \quad s_m = \frac{T_m}{T_N} s_N = T_{m\alpha} s_N, \quad (4)$$

wherein T_M , T_N , T_m stand for the maximum, rated, and minimum absolute electromagnetic torque respectively, s_N representing the rated slip. Having calculated the torques T_M and T_m from the motion ($J = \text{const.}$), and having substituted these in Eq.(2), the maximum of the function $\Delta E_{on} = f(s_N)$ is looked for, thus finding, after having effectuated certain simplifications [1,2] the rated slip regarded as being optimal in I.S.:

$$s_{No} \approx 0,363 T_N \sqrt{\frac{t_o^2}{E_{on} J T_o}}, \quad (5)$$

wherein $T_o = \mu_o T_N$.

It is to be noted that the mechanical characteristics of the induction driving motor can be considered as linear in other ways too. Expressing the electromagnetic torque by the classic formula, (valid only for not - too - low power)

$$T = \frac{2 T_k}{\frac{s_k}{s} + \frac{s}{s_k}}, \quad (6)$$

and calculating the maximum, rated and minimum torques ($T_M = T(s_M)$; $T_N = T(s_N)$; $T_m = T(s_m)$), one arrives at the following slips:

$$\begin{aligned} s_M &= \frac{\lambda s_k}{T_{M\alpha}} \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{T_{M\alpha}}{\lambda} \right)^2} \right] \approx \frac{s_k T_{M\alpha}}{2 \lambda}; \\ s_m &= \frac{\lambda s_k}{T_{m\alpha}} \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{T_{m\alpha}}{\lambda} \right)^2} \right] \approx \frac{s_k T_{m\alpha}}{2 \lambda}, \end{aligned} \quad (7)$$

λ signifying T_k/T_N , i.e. the overload factor of the motor.

Substituting Eq.(7) in the Eq.(2), the relative variation of the kinetic energy becomes

$$\Delta E_{cn} = \frac{s_k}{\lambda} (T_{Mn} - T_{mn}) \left[1 - \frac{s_k (T_{Mn} + T_{mn})}{4\lambda} \right] \quad (8)$$

By regarding the electromagnetic torque of the motor given by Eq.(6) as linear, one obtains :

$$T_n = \frac{T}{T_N} = \frac{2\lambda}{\sigma + 1/\sigma} \approx 2\lambda\sigma, \text{ with } \sigma = \frac{s}{s_k} \quad (9)$$

The relative motion equation for $J=\text{const.}$ and for the static resisting torque given by Eq.(3), becomes :

$$\frac{T_{EMk}}{2} \frac{dT_n}{dt} + T_n = \mu_0 + \mu_A \sin \omega t, \quad (10)$$

T_{EMk} being the electromechanical time constant

$$T_{EMk} = \frac{J\Omega_0 s_k}{T_k} \quad (11)$$

The steady state solution of Eq.(10) is

$$T_n = \mu_0 + \frac{\mu_A}{\sqrt{1 + (\omega T_{EMk}/2)^2}} \sin \left[\omega t - \arctg(\omega T_{EMk}/2) \right] \quad (12)$$

From Eq.(12) one obtains the maximum and minimum relative electromagnetic torques i.e. T_{Mn} , T_{mn} :

$$T_{Mn} = (T_n)_{\max} = \mu_0 + \frac{\mu_A}{\rho} ; T_{mn} = (T_n)_{\min} = \mu_0 - \frac{\mu_A}{\rho} \quad (13)$$

wherein :

$$\rho = \sqrt{1 + (\omega T_{EMk}/2)^2} = \sqrt{1 + (Vs_k)^2} ; V = \frac{\omega J\Omega_0}{2T_k}$$

By substituting Eq.(13) in Eq.(8), ΔE_{cn} becomes

$$\Delta E_{cn} = \frac{2\mu_A s_k}{\lambda \sqrt{1 + (Vs_k)^2}} \left(1 - \frac{\mu_0 s_k}{2\lambda} \right), \quad (14)$$

the maximum of which is obtained from equation $\frac{d}{ds_k}(\Delta E_{cn}) = 0$ i.e. from

$$s_k^3 + \frac{2}{V^2} s_k - \frac{2\lambda}{\mu_0 V^2} = 0 \quad (15)$$

Eq.(15), similar to Eq.(10.8) in ([1] , p.165) has only one real solution, solution in which ω approximately 1rad/s(the

same hypothesis having been used in order to obtain result (5)), leads to the rated slip considered to be optimal

$$s_{No} = A_{\lambda} T_H \sqrt{\frac{t_c^2}{E_{cm} J T_0}} \quad , \quad \text{with} \quad A_{\lambda} = \frac{\sqrt{(\lambda^2/J)^2}}{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}} \quad (16)$$

The yet unpublished result (16) underlines the fact that the optimal rated slip s_{No} is dependent on the overload factor of the motor, through the quantity of A_{λ} .

By making use of two driving motors having overload factors λ_1 and λ_2 , in otherwise identical conditions, the proportion of the corresponding optimal slips become

$$\frac{s_{No1}}{s_{No2}} = \frac{A_{\lambda1}}{A_{\lambda2}} = \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right)^{4/3} \frac{1 + \sqrt{1 - 1/\lambda_2^2}}{1 + \sqrt{1 - 1/\lambda_1^2}} \approx \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right)^3 \sqrt{\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \frac{4\lambda_2^2 - 1}{4\lambda_1^2 - 1}} \quad (17)$$

For example, for $\lambda_1 = 1,8$ and $\lambda_2 = 3,00$ one obtains $s_{No1} = 0,89 s_{No2}$. It can further be noticed that the values $A_{\lambda1} = 0,308$ and $A_{\lambda2} = 0,346$ are inferior to 0,363 from Eq.(5). One arrives at the result $A_{\lambda} = 0,363$, if $\lambda = 3,5$.

2.1.2. Sum and difference of the previously assessed maximum and minimum electromagnetic torques presumed to be constant

If the sum T_{1*} and the difference T_{2*} of the maximum and minimum relative electromagnetic torques are constant, i.e.

$$T_{1*} = T_{M*} + T_{m*} = K_1 \quad ; \quad T_{2*} = T_{M*} - T_{m*} = K_2 \quad , \quad (18)$$

it can be noticed $T_{1*} + T_{2*} = 2T_{M*} = K_1 + K_2 = \text{const.}$, i.e. the relative maximum torque T_{M*} is constant. The last condition could be used for the mechanical checking of the motor, in case of any kind of periodical load. On the conditions expressed by Eq.(18), ΔE_{c*} given by Eq.(8) will take the form of

$$\Delta E_{c*} = \frac{s_k}{\lambda} K_2 \left(1 - \frac{K_1 s_k}{4\lambda} \right) = f(s_k) \quad (19)$$

The critical optimal slip is obtained from $\frac{d}{ds_k}(\Delta E_{c*}) = 0$, i.e.

$$s_{ko} = \frac{2\lambda}{K_1} = \frac{2\lambda}{T_{M*} + T_{m*}} \quad (20)$$

The maximum relative variation of the kinetic energy attainable during the course of the load shock will be:

$$\Delta E_{c*} = (\Delta E_{c*})_{s_k = s_{ko}} = \frac{T_{2*}}{T_{1*}} = \frac{T_{M*} - T_{m*}}{T_{M*} + T_{m*}} \quad (21)$$

It is obvious that the optimal rated slip s_{No} , leading to the obtaining of $\Delta E_{C\&M}$ is:

$$s_{No} = \frac{s_{ko}}{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}} = \frac{2\lambda}{K_1(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1})} \quad (22)$$

Since $T_{1*} = K_1 = f(T_k)$, $T_{2*} = K_2 = f(T_k)$, the fulfilment of the conditions (18) implies - in the case of a periodical static torque further conditions imposed on the electromechanical time constant. In case of periodical rectangular step load variations of the relative duration of the shock and of the relative value of the shock results. In the presented case of the harmonically pulsating static torque (3), the conditions (18) are equivalent to

$$\mu_0 = \frac{K_1}{2}; \quad T_{EMk} = \frac{2\sqrt{\mu_0 - K_2^2}}{\omega K_2} = A = \text{const.}$$

the last condition requires $J s_k = \frac{AT_k}{\Omega_0} = \text{const.}$, assuming that Ω_0 and T_k are imposed.

3. Conclusions

When a driving motor is loaded with a harmonically pulsating static resisting torque, and the polar moment of inertia is constant, an unprecedented result has been obtained, showing the influence of the overload factor upon the optimal nominal slip of the driving induction motor. The obtained results show that if λ varies between 1,8 and 3,0 the rated optimal slip will decrease by 14,3% and 4,7% respectively, in comparison to the old known formula, valid for a harmonically pulsating static resisting torque.

Assuming the maximum torque to be constant, which permits the mechanical check of the driving motor, and the minimum torque to be also constant, new results are attained concerning the rated optimal slip of the driving motor. The assumed conditions are not always compatible with every periodical load, imposing supplementary restrictions.

References

- [1] BOTAN, N.V. și SAAL, C. Acționarea electrică a mecanismelor cu volant, Ed. Tehnică, București, 1967.
- [2] BRASOVAN, M. și SERACIN, E. Metode noi de proiectare a acționărilor electrice, Ed. Academiei RSR, București, 1968.
- [3] MARGARINT, I. și LIVINT, GH. Contribuții la stabilirea valorii alunecării nominale optime pentru acționările electrice cu volant. Bul. I.P. Iași, XXII, fasc. 3 - 4, 1976, p. 63 - 70.

SAAL, C., SISAK, FR.

DESPRE ALUNECAREA NOMINALA OPTIMA A ACTIONARILOR
ELECTRICE CU SOCURI PERIODICE DE SARCINA

Rezumat

Se stabilește o expresie inedită a alunecării nominale optime la acționările electrice cu cuplu static rezistent pulsatoriu armonic, arătându-se dependența acestora de capacitatea de suprasarcină mecanică a motorului asincron de acționare.

Se indică alunecarea nominală optimă, dacă se impun cuplurile electromagnetice maxim și minim, din cursul unui ciclu care-care de sarcină periodică. Aceste condiții nu pot fi întotdeauna simultan realizate.

ON THE RATED OPTIMAL SLIP OF THE ELECTRIC DRIVE
WITH PERIODICAL SHOCK LOADS

Abstract

New expressions for the rated optimal slip of the electric drive with harmonically pulsating static resisting torque are defined, pointing out its dependence upon the overload factor of the driving induction motor. The rated optimal slip is also deduced when the maximum and minimum electromagnetic torque during a periodical load cycle are imposed. It is to be noted however that the above mentioned condition cannot always be simultaneously realised.

PROCEDEE DE MARIRE A RANDAMENTULUI OSCILOMO-
TOARELOR LUCRIND IN REGIM DE SOCURI LA CAPE-
TELE CURSEI (OMSCC)

Ing. REMUS CODOLU, șef lucr. la Universi-
tatea din Brașov

1. Introducere

Abordarea dispozitivelor electrice oscilante (oscilomotoare) ca "magini electrice" este deja de multă vreme statornicită în literatura de specialitate. [1]. Prin prisma indicatorilor energetici și tehnico-funcționali ce caracterizează funcționarea OMSCC tipul de mașină electrică ce se impune a fi utilizată în regim oscilant pare a fi mașina de curent continuu, cu sau fără colec-tor, de construcție uzuală sau inversată, rotativă sau liniară.[2] Descrierea oscilomotoarelor funcționând pe principiul motorului de c.c. nu intră în obiectul acestei lucrări, așa încît, vom ră-mîne doar la precizarea că procedeele de majorare a randamentului OMSCC se referă la un oscilomotor care se bucură de proprietățile fundamentale ale mașinii de c.c. derivație.

Din cauza regimului în continuu tranzitoriu în care lucrează oscilomotorul, parametrii lui energetici sînt considerabili înră-utățiți în comparație cu mașina clasică echivalentă funcționînd în regim staționar. Acest aspect negativ este cunoscut din studiile referitoare la energetica acționărilor electrice clasice, func-ționînd în regimuri nestaționare [3] dar rezultatele interesante ale acestor cercetări nu s-au aplicat în studiul randamentului OMSCC, și cu atît mai puțin în măsurile ce se impun pentru majo-rarea acestuia. Iată deci o primă direcție, în intenția autoru-lui de a majora randamentul acționărilor cu OMSCC, tratată pe scurt în capitolul ce urmează.

2. Un prim procedeu de majorare a randamentului OMSCC

Se știe [3] că în timpul regimului tranzitoriu de pornire în gol, cu tensiune constantă, la motorul de c.c. derivație ca și la OMSCC de același tip, randamentul de utilizare a energiei elec-trice absorbită de la rețea este de maximum 0,5. (energia de pier-deri variabile egalînd energia cinetică utilă a armăturii mobile la finele perioadei de accelerare.)

Micșorarea inerției armăturii mobile în vederea reducerii pierderilor variabile la pornire și a duratei procesului tranzitoriu, are doar un singur efect pozitiv și anume : se oferă OMSCC posibilitatea de a lucra la frecvențe relativ mari (50 Hz) și ușor de obținut de la rețeaua de c.a. de frecvență industrială. În rest randamentul OMSCC nu va fi sensibil îmbunătățit fără o corelare cu soluția propusă de autor în capitolul 3 al prezentei lucrări.

Singura cale eficientă, din cele preconizate în [3] pentru motoarele de c.c. clasice, pentru mărirea randamentului OMSCC rămâne accelerarea armăturii mobile pe caracteristici mecanice artificiale de tensiune (pentru tensiuni variind între zero și tensiunea nominală). Se poate arăta că energia electrică absorbită de la rețea în cazul pornirii pe "n" trepte de tensiune, se reduce de $(n+1)/2n$ ori față de cazul pornirii la tensiune constantă. La limită pentru $n \rightarrow \infty$, deci pentru o reglare lin crescătoare a tensiunii de alimentare, randamentul OMSCC tinde către valoarea nominală de la funcționarea staționară.

Forma de undă a tensiunii de alimentare a indusului, pentru a îndeplini acest deziderat, trebuie să fie cea din figura 1a, determinându-se din condiția ca cuplul (sau curentul de indus) să rămână constant în timpul pornirii și egal de exemplu cu valoarea nominală (M_N , I_N). Tensiunea crește liniar de la $t=0$ la $t=T/2$

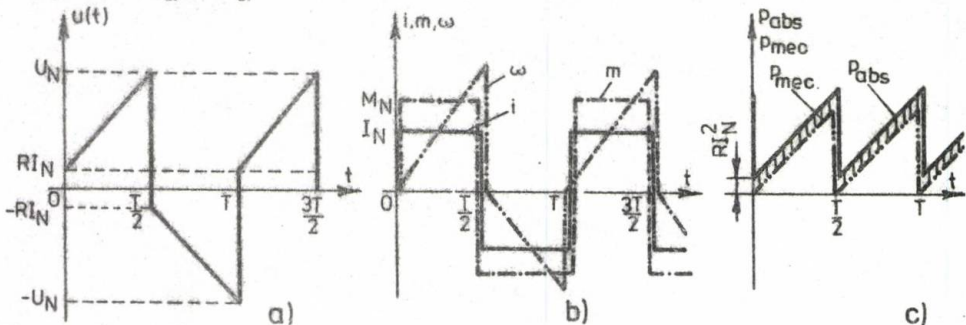


Fig. 1

după legea :

$$u(t) = \frac{CM_N}{J} t + RI_N, \quad (1)$$

urmînd la timpul $t=T/2$ o scădere bruscă la zero. La jumătatea perioadei T a mișcării oscilante are loc impactul, viteza armăturii mobile scade și ea brusc la zero, urmînd ca în semiperioada următoare de accelerare în sensul invers de mișcare, tensiunea să-și schimbe polaritatea, menținîndu-și aceeași alătură de grafic în

dinți de fierăstrău, cu dinți alternând ca semn.

Celelalte mărimi electrice și mecanice, care caracterizează funcționarea OMSCC, alimentat cu tensiune de indus în dinți de fierăstrău, respectiv : curentul de indus i , cuplul motor m , viteza unghiulară ω , puterea absorbită de la rețea p_{abs} , puterea mecanică p_{mec} , sînt reprezentate grafic în figurile 1b și 1c.

Puterea de pierderi variabile este egală cu diferența

$(p_{abs} - p_{mec})$ - zona hăsurată din figura 1c- fiind constantă și egală cu pierderile nominale $p_{jN} = RI_N^2$; deci randamentul se va menține egal cu randamentul nominal pe toată durata proceselor tranzitorii.

3. Un al doilea procedeu de majorare a randamentului OMSCC

Autorul prezentei lucrări a căutat și o altă soluție pentru mărirea (peste 0,5) a randamentului OMSCC, utilizînd o tensiune constantă (în decursul unei semiperioade) pentru alimentarea indusului. Plecînd de la necesitatea de a reduce cît mai mult durata proceselor tranzitorii, și deci de a folosi oscilomotorul pe durata unei fracțiuni cît mai mari din semiperioada de oscilație $(T/2 - t_p)$, în regim staționar, autorul a ajuns la concluzia posibilității eliminării cvasitotale a perioadelor tranzitorii din funcționarea OMSCC. Ideea de bază constă în : aducerea armăturii mobile la o viteză egală cu viteza de mers în gol ideal, pe seama unui alt agent activ decît cuplul motor, și cuplarea motorului la rețea doar în intervalele în care este asigurată menținerea aproape constantă a vitezei. Energia potențială înmagazinată în elemente elastice (de tipul : resoartelor, pernelor de aer comprimat) poate constitui resursa accelerării armăturii mobile în intervalele de decuplare a motorului de la rețea. Comprîmarea unor alte elemente elastice complementare va avea loc pe seama cuplului motor în intervalele imediat următoare, de viteză ridicată și relativ constantă (caracteristică mecanică rigidă de tip motor c.c.)

În planul viteză unghiulară - cuplu (sau viteză liniară - forță) momentul cuplării OMSCC la rețea corespunde punctelor $A(0, \omega_0)$ $C(0, \omega)$ iar momentul deconectării sale (momentul cedării prin șoc a energiei cinetice a armăturii mobile) corespunde punctelor

$$B(m_{soc}, \omega_{soc}), D(-m_{soc}, -\omega_{soc}),$$

Variațiile în timp ale vitezei ω , cuplului elastic m_{resort} , cuplului motor m , curentului de indus i sînt reprezentate în figurile 2b și 3.

Aproximînd variația curentului în intervalul $t_p - T/2$ drept

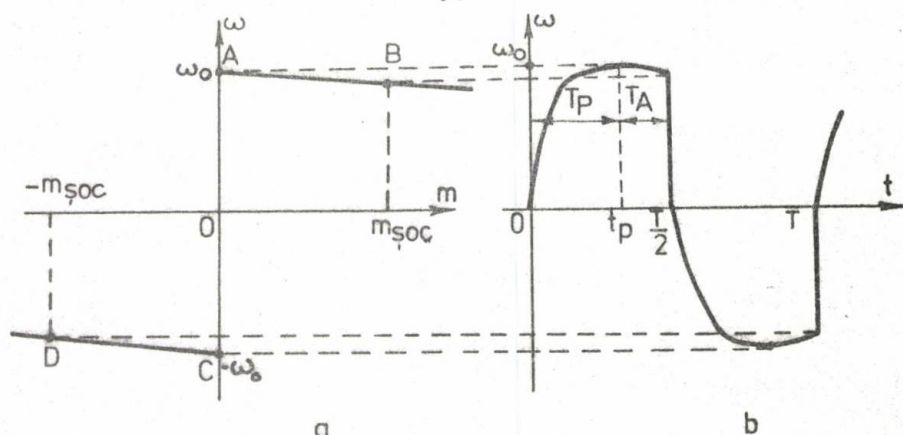


Fig. 2.

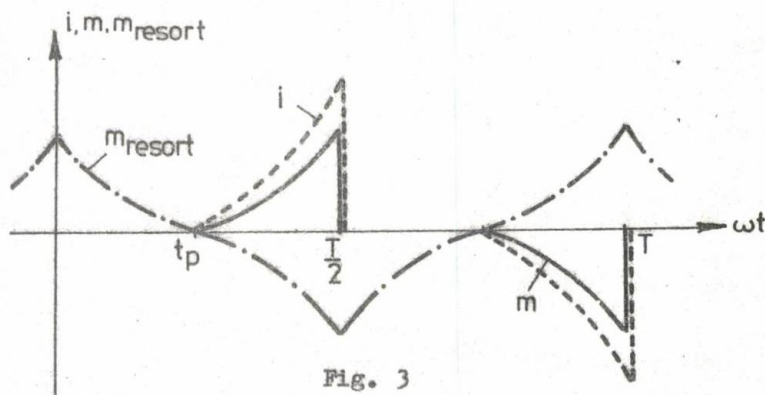


Fig. 3

liniară (fig.3) și mutând originea de timp în t_p obținem :

unde T_A este durata intervalului activ (de cuplare a motorului la rețea), iar I_{max} este valoarea curentului de indus la sfârșitul intervalului activ : $I_{\text{max}} = i_{\text{șoc}} = m_{\text{șoc}}/c$; cu $m_{\text{șoc}}$ din fig.2a.

Energia de pierderi prin efect Joule din intervalul activ devine :
$$W_j = \int_{t_p}^{T/2} R i^2 dt = \int_0^{T_A} R \left(\frac{I_{\text{max}}}{T_A} t \right)^2 dt = \frac{R I_{\text{max}}^2 T_A}{3} \quad (2)$$

Alegînd $I_{\text{max}} = i_{\text{șoc}} = I_N \sqrt{3}$ obținem energia de pierderi variabile în motor în perioada activă $W_j = R I_N^2 T_A$ corespunzătoare unei puteri medii de pierderi egală cu puterea nominală de pierderi $R I_N^2$. Ca urmare randamentul la care se utilizează motorul în perioadele active este egal cu valoarea lui nominală din funcționarea staționară.

O atenție deosebită trebuie acordată elementelor elastice folosite în cadrul acestei metode de mărire a randamentului OMSCC.

Utilizarea arcurilor metalice la frecvențe mari de percuție (50-100 Hz) este limitată în primul rând de uzura lor rapidă și în al doilea rând de gabaritul lor mare, legat de necesitatea asigurării unei rigidități importante. Autorul propune înlocuirea resoartelor metalice cu perne de aer comprimat, utilizarea acestora fiind legată de o serie de avantaje cum ar fi : uzura mult diminuată prin utilizarea unor materiale cu o înaltă tenacitate și rezistență la frecare (teflonul, de exemplu) ; forțe elastice mari la dimensiuni mici și greutateți reduse ale elementului elastic.

Obținerea, prin metodele prezentate mai sus, a unui randament ridicat de transformare a energiei electrice în energie mecanică de șoc, este de maximă importanță în acționările percutante de mare și foarte mare putere, mai ales în lumina programului de economisire a tuturor formelor de energie.

Bibliografie

- [1] MOSKVITIN, A.I. Mașini electrice cu mișcare rectilinie alternativă, București, Ed. energ. de stat (lito), 1953.
- [2] BOURDÉ, M., PERREAUDIN, F. Moteur oscillant synchrone linéaire (MALSY) ou angulaire (MOSY), R.G.E., 1972, 81, nr.7-8, p.469-476.
- [3] CHILIKIN, M. Electric drive, Mir Publishers, Moscow, 1970, p.241-243.

CODOIU, R.

PROCÉDEE DE MĂRIRE A RANDAMENTULUI OSCILOMOTOARELOR LUCRÎND ÎN REGIM DE SOCURI LA CAPE-TELE CURSEI (OMSCC)

Rezumat

Se propun două procedee de majorare a randamentului OMSCC de tipul mașinii de curent continuu derivație :

1 - alimentarea indusului cu o tensiune liniar crescătoare în semiperioada de accelerare ;

2 - cuplarea OMSCC la rețeaua de alimentare numai în intervalele în care armătura mobilă are o viteză ridicată, apropiată de cea de mers în gol ideal.

Prin aceste procedee randamentul OMSCC crește de la valori cuprinse între 0,3 - 0,5 la valori egale cu randamentul nominal al motoarelor de curent continuu clasice funcționând în regim staționar.

PROCÉDÉS D'AUGMENTATION DU RENDEMENT DES OSCILLOMOTEURS TRAVAILLANT EN RÉGIMES DE CHOCS A LA FIN DE LA COURSE (OMCFC)

Résumé

On propose deux procédés d'augmentation du rendement des OMCFC du type de la machine shunt à courant continu :

1 - alimentation de l'induit d'une tension linéairement croissante dans la demi-période d'accélération ;

2 - couplage de l'OMCFC au réseau de c.a. seulement aux intervalles où l'armature mobile a une vitesse élevée, rapprochée de celle de marche à vide idéale.

Par ces procédés le rendement des OMCFC augmente des valeurs comprises entre 0,3 - 0,5 aux valeurs égales au rendement nominal des moteurs à courant continu classiques fonctionnant en régime stationnaire.

FUNCTIA DE TRANSFER A ARBORELUI ELECTRIC CU
MOTOARE ASINCRONE FARA LEGATURI ELECTRICE INTRE ROTOARE ,
COMANDAT PRIN FRECVENTA

Dr. ing. Marga Gh., conferențiar la Universitatea din
Brașov

Dr. ing. Dan St., șef lucr. la Universitatea din Brașov

Arborele electric care nu conține legături electrice de putere între rotoare, al cărui sincronism este menținut de traductorul unghiular care comandă modificarea caracteristicilor mecanice ale motoarelor se poate realiza prin două motoare asincrone cu rotoarele în scurtcircuit comandate prin frecvență.

Funcția de transfer simplificată [2] a motorului asincron

$\frac{\Delta C_m(s)}{\Delta \omega(s)}$ în care mărimea de intrare reprezintă viteza unghiulară de alunecare $\Delta \omega = \Delta \omega_s - \Delta \omega_m = \omega_s \Delta \alpha$, iar mărimea de ieșire cuplul electromagnetic, adică

$$\frac{\Delta C_m(s)}{\Delta \omega(s)} = Y_m(s) = \frac{2C_k}{\omega_s \cdot \sigma_k} \cdot \frac{1}{1+sT_r} = \frac{k_m}{1+sT_r}, \quad (1)$$

unde: C_k reprezintă cuplul de răsturnări; σ_k - alunecarea de răsturnare; ω_s - pulsația tensiunii de alimentare; T_r - constanta electromagnetică de timp a rotorului; k_m - coeficientul de transfer al cuplului motorului față de alunecare. În regim dinamic cuplul motor C_m trebuie să învingă cuplul rezistent C_r și cuplul de inerție C_i , adică;

$$C_m = C_r + C_i = C_r + J \frac{d\omega_m}{dt}, \quad \text{unde: } J \text{ reprezintă} \quad (2)$$

momentul de inerție al motorului și al mașinii de lucru cu care este cuplat; ω_m - viteza unghiulară mecanică a axului rotorului. Dacă se consideră numai abaterile $\Delta C_m, \Delta C_r$ și $\Delta \omega$ față de regimul staționar, atunci sub formă operațională ecuația (2) devine:

$$\frac{\Delta C_m(s) - \Delta C_r(s)}{s} = Y_m(s) \frac{\omega_s \sigma_k}{2 C_k} \frac{1}{sT_m} = \frac{k\omega}{sT_m} = \frac{1}{Js}, \quad (3)$$

unde: $T_m = \frac{J\omega_s}{2C_k} \sigma_k$ reprezintă constanta electromecanică de timp; $k = \frac{1}{\omega_s \cdot \frac{1}{k_m}}$ - coeficientul de transfer al vitezei unghiulare mecanice a motorului față de cuplu.

Modificarea continuă a caracteristicii mecanice

a motorului asincron e posibilă prin modificarea continuă a frecvenței de alimentare cu ajutorul convertizoarelor comandabile statice de frecvență [1] .

Dacă funcția de transfer a convertizorului este $Y_o(s)$, în care tensiunea de intrare, egală cu tensiunea de ieșire a traductorului reprezintă mărimea de intrare iar frecvența de alimentare a motorului asincron mărimea de ieșire, atunci schema structurală a arborelui electric se poate obține ca în figura 1.

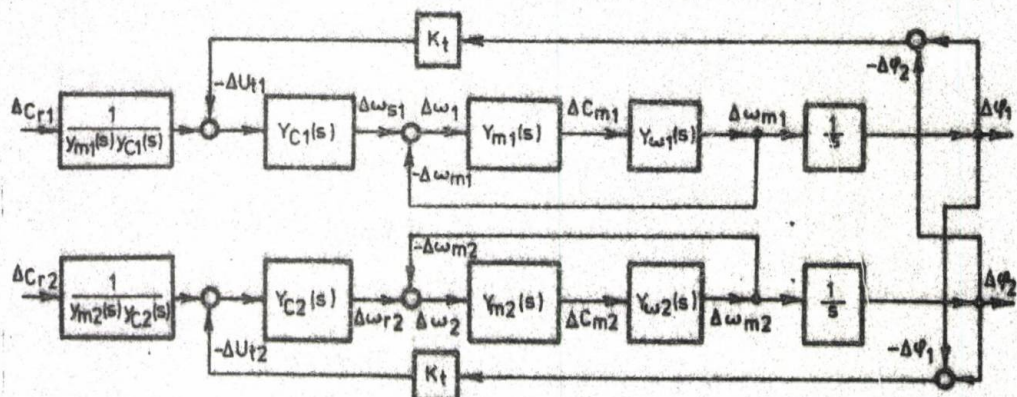


Fig. 1

Dacă mașina M_1 este încărcată cu cuplul rezistent suplimentar $C_{r1}(t)$, atunci, sub formă operațională, unghiul de decalaj între rotoare obține expresia :

$$\Delta \varphi_1(s) = \frac{B_1(s)}{A(s)} \Delta C_{r1}(s) = Y_{\varphi_1}(s) \Delta C_{r1}(s), \quad (4)$$

unde :

$A(s) = [1 + Y_{m1}(s) Y_{\omega_1}(s)] [1 + Y_{m2}(s) Y_{\omega_2}(s)] s +$
 $+ [1 + Y_{m2}(s) Y_{\omega_2}(s)] Y_{c1}(s) Y_{m1}(s) Y_{\omega_1}(s) K_t + [1 + Y_{m1}(s) Y_{\omega_1}(s)] Y_{c2}(s) Y_{m2}(s) Y_{\omega_2}(s) K_t,$
 reprezintă polinomul caracteristic al sistemului închis, și

$$B_1(s) = [1 + Y_{m2}(s) Y_{\omega_2}(s)] Y_{\omega_1}(s).$$

La încărcarea mașinii M_2 cu cuplul rezistent suplimentar $\Delta C_{r2}(t)$ se obține :

$$\Delta \varphi_2(s) = \frac{B_2(s)}{A(s)} \Delta C_{r2}(s) = Y_{\varphi_2}(s) \Delta C_{r2}(s), \quad (5)$$

unde :

$$B_2(s) = [1 + Y_{m1}(s) Y_{\omega_1}(s)] Y_{\omega_2}(s);$$

K_t coeficientul de transfer al traductorului.

Dacă constantele de timp ale convertizoarelor de frecvență și ale rotoarelor motoarelor asincrone sînt neglijabile ($T_{o1}=T_{o2}=T_{r1}=T_{r2}=0$), funcția de transfer (4) se simplifică :

$$Y_{\varphi_1}(s) = k_{m1} \frac{(1 + s T_{m2})}{(1 + s T_{m1})(1 + s T_{m2})s + (1 + s T_{m2})k_{C1}k_t + (1 + s T_{m1})k_{C2}k_t} \quad (6)$$

Funcționarea arborelui este posibilă din punct de vedere al stabilității dacă este îndeplinită inegalitatea :

$$(k_{C1} + k_{C2})k_t < \left(\frac{1}{T_{m1}} + \frac{1}{T_{m2}} \right) [1 + k(T_{m2}k_{C1} + T_{m1}k_{C2})] \quad (7)$$

Arborele simetric obține funcția de transfer :

$$Y_{\varphi_1}(s) = -Y_{\varphi_2}(s) = \frac{1}{T_m s^2 + s + 2k_C k_t}$$

iar stabilitatea dinamică este neliniară.

Concluzii

Folosind metodele de analiză ale sistemelor de reglare automată, cu ajutorul funcțiilor de transfer obținute se pot determina limitele de turație, de frecvență și respectiv de tensiune, corespunzătoare funcționării stabile. Precizia sincronismului celor două părți ale arborelui și rapiditatea sistemului de urmărire sînt evaluate prin suprarreglajul și timpul de reglaj obținute tot cu ajutorul funcțiilor de transfer.

Adăugarea reguletoarelor electronice permite obținerea unor excelente performanțe calitative ale arborelui, schemele structurale și funcțiile de transfer corespunzătoare ale arborelui electric conectat obținându-se prin includerea funcțiilor de transfer ale reguletoarelor în schemele structurale inițiale.

Ipotezele simplificatoare, valabile în anumite condiții de funcționare ale arborelui, frecvent întâlnite în exploatare, permit obținerea unor expresii simple ale funcțiilor de transfer, utile pentru proiectare.

Bibliografie

- [1] SCHÖNFELD, R. Das Signalflussbild der Asynchronmaschine. Messen - Steuern - Regeln, 1965, Nr. 4, p. 123 - 128.
- [2] MARGA, GH. Arbore electric cu motoare de puteri și tipuri diferite. Buletinul Sesiunii anuale de comunicări tehnico - științifice. I.C.P.E.T. 6 - 8 mai 1971, București.

MARGA, GH., DAN ST.

FUNCTIA DE TRANSFER A ARBORELUI ELECTRIC CU
MOTOARE ASINCRONE FARA LEGATURI ELECTRICE INTRE ROTOARE

Rezumat

Arborele electric cu motoare asincrone fără legături electrice de putere între rotoare poate fi comandat prin frecvență sau tensiunea de alimentare statorică. Cunoașterea funcției de transfer a arborelui comandat prin frecvență este necesară pentru stabilirea performanțelor calitative și stabilitatea arborelui.

LA FONCTION DE TRANSFERT DE L'ARBRE ÉLECTRIQUE À
MOTEURS ASYNCHRONES SANS LIAISONS ÉLECTRIQUES DE PUISSANCE
ENTRE LES ROTORS DE L'ARBRE. COMMANDÉ PAR FRÉQUENCE

Résumé

L'arbre électrique à moteurs asynchrones sans liaisons électriques de puissance entre rotors peut être commandé par la fréquence ou par la tension d'alimentation statorique.

La connaissance de la fonction de transfert de l'arbre, commandé par fréquence est nécessaire afin d'établir les performances calitatives et la stabilité de l'arbre.

SISTEME AUTOMATE IN DISTRIBUTII
SISTEME STOCHASTICE

Dr. ing. DAN ȘTEFAN, șef lucr. la Universitatea
Brașov

Dr. ing. MARGA GHEORGHE, conf. la Universitatea
Brașov

1. Introducere

Studiul riguros al sistemelor automate, funcționând în condiții de mediu perturbator, impune găsirea unui aparat matematic adecvat. Teoria distribuțiilor 1,2 oferă cadrul pentru considerarea la intrarea sistemelor automate și a proceselor stohastice generalizate.

Lucrarea prezintă într-o formă originală analiza sistemelor liniare având ca intrări distribuții stohastice.

Se obțin în final relații cu ajutorul cărora se poate optimiza funcționarea sistemelor automate. Lucrarea este o continuare a altor lucrări 4,5 publicate de autori în care se abordează o temă de actualitate privind aplicațiile celor mai moderne metode matematice în studiul sistemelor automate.

2. Sisteme liniare stohastice

Intrările unui sistem oarecare sînt de două tipuri 6 : intrări de comandă, distribuțiile $u(t)$ și intrări perturbatoare distribuțiile (t) . Ieșirile sînt, de asemenea, de două tipuri : ieșiri de apreciere $q(t)$ și ieșiri observabile $y(t)$.

Ieșirile $q(t)$ sînt mărimi, în general, imposibil de măsurat direct, ce trebuie calculate curent, întrucît pe baza lor se apreciază calitatea evoluției sistemului . Astfel dacă $r(t)$ este referința prescrisă sistemului atunci eroarea de urmărire $v(t) = r(t) - q(t)$ caracterizează precizia sistemului și intervine esențial în calculul indicelui de calitate adoptat la optimizarea acestuia. Ieșirile $y(t)$ sînt afectate de zgomote (t) și deci observațiile sînt date de $z(t) = y(t) + (t)$.

Descrierea de stare a sistemelor liniare continue, punînd în evidență cele două tipuri de intrări și cele două tipuri de ieșiri, va fi de forma 7,8 :

$$\dot{x}(t) = E x(t) + F u(t) + F_* \xi(t) ; \quad (1)$$

$$y(t) = G x(t) ; \quad (2)$$

$$z(t) = G x(t) + \eta(t) ; \quad (3)$$

$$Q(t) = G_* x(t) ; \quad (4)$$

$$V(t) = r(t) - G_* x(t) , \quad (5)$$

unde matricile E, F, F_*, G, G_* sînt constante.

Tinînd seama de semnificația perturbațiilor și zgomotelor, și de caracterul întîmplător al variației lor în timp, vom considera că $\xi(t)$ și $\eta(t)$ sînt procese stohastice generalizate necorelate, deci media :

$$E \xi \varphi \bar{\eta} \psi = 0 , \quad (6)$$

mai precis zgomote albe de intensități, respectiv, $Q(t)$ și $R(t)$, adică :

$$K_\xi(\varphi, \psi) = Q(t) \delta(t) ; \quad (7)$$

$$K_\eta(\varphi, \psi) = R(t) \delta(t) , \quad (8)$$

unde K notează corelația procesului stohastic.

Matricile $Q(t)$ și $R(t)$ ce caracterizează sursele de zgomot ale sistemului Σ sînt prin definiție simetrice și pozitive semi-definite, de dimensiuni $(n \times n)$, $(p \times p)$. În aceste condiții, pentru fiecare distribuție de intrare $u(t)$, este bine definită, ca proces stohastic generalizat, traiectoria de stare, distribuția $x(t)$, soluție a ecuației diferențiale (1).

3. Analiza sistemelor liniare stohastice

Vom calcula caracteristicile procesului stohastic generalizat $x(t)$, în speță, media și covarianța sa, în funcție de datele apriori cunoscute ale sistemului Σ și ale surselor de zgomot.

Considerăm evoluția liberă a lui Σ , cu $u(t) = 0$, adică (1) devine :

$$\frac{dx(t)}{dt} = E x(t) + F_* \xi(t) . \quad (9)$$

Soluția acestei ecuații se scrie :

$$x(t) = W F_* \xi(t) , \quad (10)$$

unde W este soluția ecuației :

$$A * W = \delta I , \quad (11)$$

și $A = (D \delta I - \delta F_*)$, I fiind matricea unitate, iar D operatorul de derivare în distribuții. Calculăm media m_x a stării sistemului :

$$\begin{aligned} \langle m_x, \varphi \rangle &= E[x \varphi] = E[(W F_n * \dot{f}(t))] ; \\ &= E[\dot{f}(s) \langle W(t) F_n, \varphi(t+s) \rangle] ; \\ &= \langle m_{\dot{f}}(s), \langle W(t) F_n, \varphi(t+s) \rangle \rangle ; \\ &= \langle W F_n * m_{\dot{f}}, \varphi \rangle , \end{aligned}$$

De unde rezultă că :

$$m_x = W F_n * m_{\dot{f}} . \quad (12)$$

Deci putem spune că media procesului stohastic generalizat satisface ecuația :

$$\frac{dm_x(t)}{dt} = F m_x(t) + F_n m_{\dot{f}}(t) . \quad (13)$$

Prin urmare, pentru calculul mediei $m_x(t)$ sînt suficiente metodele deterministice cunoscute de rezolvare în distribuții a ecuației (13). Faptul că (13) coincide cu (9), în care distribuțiile stohastice $x(t)$ și $\dot{f}(t)$ se înlocuiesc prin mediile lor, constituie următorul principiu de echivalență [5] :

Sistemul liniar stohastic Σ se comportă, în medie, identic cu sistemul (deterministic) descris de aceleași ecuații, în care sursele de zgomot se înlocuiesc prin mediile lor.

Dacă considerăm că $\dot{f}(t)$ este zgomot alb, atunci $m_{\dot{f}}(t) = 0$ și deci, cu (13), rezultă că și $m_x(t) = 0$. Deci abaterea, care caracterizează comportarea reală a sistemului Σ , este :

$$x(t) - x(t) - m_x(t) = x(t) .$$

Să calculăm acum covariația stării $x(t)$ în funcție de covarianța semnalului de intrare $\dot{f}(t)$. Să remarcăm mai întâi că pentru orice $\varphi \in D$, notînd $\hat{\varphi}(t) = \varphi(-t)$ și

$$\varphi_t(s) = \langle W(t) F_n, \varphi(t+s) \rangle , \quad (14)$$

are loc egalitatea :

$$\hat{\varphi}_t(s) = \langle W(t) F, \hat{\varphi}(t+s) \rangle , \quad (15)$$

care se verifică imediat.

Pentru orice două matrici de funcții fundamentale φ și ψ avem :

$$\begin{aligned} \langle K_x, \varphi * \bar{\psi} \rangle &= E\{x \varphi x \bar{\psi}\} = \\ &= E\{[x(s) \langle W(t) F_n, \varphi(t+s) \rangle] \\ &\quad [\bar{x}(s) \langle \bar{W}(t) F_n, \bar{\psi}(t+s) \rangle] \} . \end{aligned}$$

Notînd : $\psi_1(s) = \langle \bar{W}(t) F_*, \bar{\psi}(t+s) \rangle$,

și folosind funcția $\varphi_1(s)$ dată de relația (14) avem :

$$\langle K_X, \varphi * \bar{\psi} \rangle = E \{ (x \varphi_1)(x \bar{\psi}_1) \} = \langle K_X, \varphi_1 * \bar{\psi}_1 \rangle. \quad (16)$$

Pe de altă parte :

$$\begin{aligned} (\varphi_1 * \bar{\psi}_1)(s) &= \int_{-\infty}^{\infty} \varphi_1(s-\mu) \bar{\psi}_1(\mu) d\mu = \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} W(t) F_*, \varphi(t+s-\mu) \bar{\psi}_1(\mu) d\mu \\ &= \langle W(t) F_*, \int_{-\infty}^{\infty} \varphi(t+s-\mu) \bar{\psi}_1(\mu) d\mu \rangle = \\ &= \langle W(t) F_*, (\varphi * \bar{\psi}_1)(t+s) \rangle \end{aligned}$$

Folosind relația (16) rezultă :

$$\begin{aligned} \langle K_X, \varphi * \bar{\psi} \rangle &= \langle K_g(s), \langle W(t) F_*, (\varphi * \bar{\psi}_1)(t+s) \rangle \rangle; \\ &= \langle W(t) F_* * K_g, \varphi * \bar{\psi}_1 \rangle. \end{aligned} \quad (17)$$

Acum folosind relația (15) aplicată lui ψ avem :

$$\begin{aligned} (\varphi * \bar{\psi}_1)(s) &= (\bar{\psi}_1 * \varphi)(s) = \int_{-\infty}^{\infty} \bar{\psi}_1(s-\mu) \varphi(\mu) d\mu = \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} \bar{W}(t) F_*, \bar{\psi}(t+s-\mu) \varphi(\mu) d\mu = \\ &= \overline{\langle \hat{W}(t) F_*, \int_{-\infty}^{\infty} \bar{\psi}(t+s-\mu) \varphi(\mu) d\mu \rangle} = \overline{\langle \hat{W}(t) F_*, (\bar{\psi} * \varphi)(t+s) \rangle}. \end{aligned}$$

Folosind relația (17) avem :

$$\begin{aligned} \langle K_X, \varphi * \bar{\psi} \rangle &= \langle W(t) F_* * K_g(s), \langle \bar{W}(t) F_*, (\bar{\psi} * \varphi)(t+s) \rangle \rangle; \\ &= \langle \bar{W}(t) F_* * (W(t) F_* * K_g), \bar{\psi} * \varphi \rangle; \\ &= \langle \bar{W}(t) F_* * (W(t) F_* * K_g), \varphi * \bar{\psi} \rangle. \end{aligned}$$

Deoarece φ și ψ au fost alese arbitrare, rezultă egalitatea :

$$K_X = \bar{W} F_* * (W F_* * K_g). \quad (18)$$

Pentru un sistem, în cazul particular, cu $\delta(t)$ zgomot alb, adică $K_g = Q \delta(t)$, atunci (18) se scrie :

$$K_X = \bar{W} F_* * Q W F_*. \quad (19)$$

Dacă W este o matrice pondere de tip funcție, atunci urma matricei K_X ne va da valoarea pătrată medie a procesului $x(t)$ la momentul curent t :

$$t_r K_X = E \|x(t)\|^2. \quad (20)$$

Pentru cazul staționar avem :

$$t_r K_X(0) = E \|x(t)\|^2. \quad (21)$$

Relația (19) arată că K_X este soluția, simetrică pozitiv, semidefinită, a ecuației diferențiale matriciale în distribuții :

$$\frac{dK_X(t)}{dt} = EK_X(t) + K_X(t)\bar{E} + F_*Q\bar{F}_*. \quad (22)$$

4. Caracteristicile de frecvență

Pentru a traduce rezultatele din analiza sistemelor invariante în domeniul frecvențelor, utilizăm densitatea spectrală, definită ca transformata Fourier a covarianței :

$$S_X(j\omega) = \bar{W}(-j\omega) \bar{F}_* S_g(j\omega) W(j\omega) F_*, \quad (23)$$

obținută, aplicînd transformata Fourier în distribuții relației (18).

Se regăsește astfel simplitatea "algebrică" a metodelor operaționale, larg utilizate în literatura clasică.

Dacă $\mathcal{F}(t)$ este un zgomot alb atunci $S_g(j\omega) = Q$ și :

$$S_X(j\omega) = \bar{W}(-j\omega) \bar{F}_* W(j\omega) F_*. \quad (24)$$

Bibliografie

- [1] CRISTESCU, R., MARINESCU, G. Unele aplicații ale teoriei distribuțiilor. Editura Academiei R.S.R. București, 1966.
- [2] ZEMANIAN, A.H. Distribution Theory and Transform Analysis. McGraw - Hill, New York, 1965.
- [3] CALIN, S., BELEA, C. Sisteme automate complexe. Editura tehnică, București, 1973.
- [4] DAN, ST. Sisteme automate în distribuții. Sisteme discrete. Noutăți în mecanica aplicată și în construcția de mașini. Vol. XVII-A, 1975 pag. 147-154, Universitatea din Brașov.
- [5] MARGA, GH. și DAN, ST. Sisteme automate în distribuții. Optimizarea sistemelor liniare. Noutăți în mecanica aplicată și în construcția de mașini. Vol. XVII-A 1975, pag. 139-146, Universitatea din Brașov.

DAN, St., MARGA, GH.

SISTEME AUTOMATE IN DISTRIBUTII
SISTEME STOHASTICE

Rezumat

Această lucrare prezintă studiul sistemelor liniare stohastice cu ajutorul teoriei distribuțiilor. Se face o analiză a sistemelor liniare invariante în timp. Se prezintă un calcul a caracteristicilor statistice ale semnalului de ieșire în funcție de caracteristicile statistice ale semnalului de intrare.

SYSTEMES AUTOMATIQUES DANS LES DISTRIBUTIONS.
SYSTEMES STOCHASTIQUES

Résumé

Dans ce travail on étudie des systèmes linéaires stochastiques à l'aide de la théorie des distributions.

On y analyse les systèmes linéaires invariants en temps. On y présente le calcul des caractéristiques statistiques des grandeurs de sortie en fonction des caractéristiques statistiques de la grandeur d'entrée.

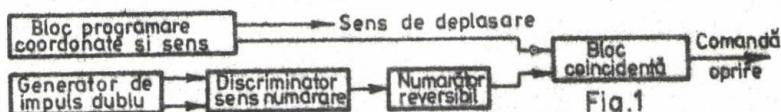
SISTEM PENTRU COMANDA REVERSARII SENSULUI DE NUMARARE A INCREMENTILOR DE DEPLASARE LA MASINILE UNELTE

Ing. ILIE ALEXE, asist. Universitatea
din Braşov

În lucrarea de faţă se propune un sistem de măsurare incrementală a deplasărilor liniare pentru comanda maşinilor unelte. Pe baza unei analize logice s-a conceput schema unui discriminator al sensului de numărare.

1. Structura sistemului de numărare incrementală

Sistemul de măsurare al unor deplasări mici ΔL fiind incremental, acestora li s-a asociat o mărime electrică sub forma unui impuls de tensiune. Coordonata impusă corespunzătoare unui număr de deplasări incrementale este înscrisă în cod binar zecimal într-un bloc de programare. Coordonata curentă este egală cu numărul de impulsuri (tot în cod binar zecimal) generate de generatorul de impuls din momentul începerii deplasării (coordonată zero). Schema bloc a sistemului este dată în figura 1. În momentul coincidenţei celor două coordonate organul mobil a ajuns în poziţia programată şi se comandă oprirea.



Realizarea unei coordonate mai mici ca prima impune ca numărătorul reversibil să numere în sens invers până la o nouă coincidență. Generatorul de impuls este cu dublă citire.

2. Discriminatorul sensului de numărare cu impulsuri duble defazate

Schema discriminatorului (fig. 2) este realizată cu circuite logice inversoare combinate cu circuite de diferențiere.

În tabelul 1 se prezintă tabelul de adevăr al funcțiilor logice f_{A1} ; f_{A2} ; f_{B1} ; f_{B2} . Semnalele de intrare sînt reprezentate în figura 3,

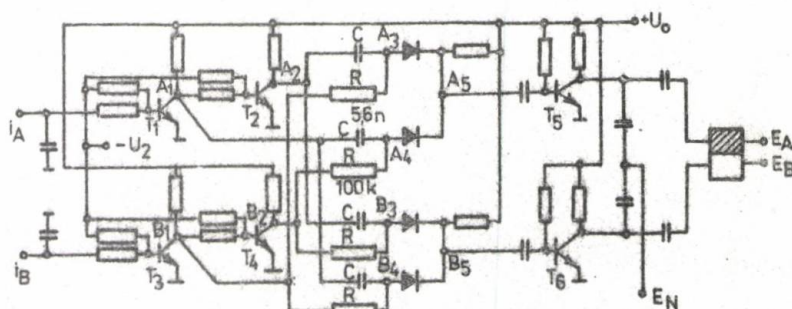


Fig. 2

Tabelul 1.

	Sens direct				
timpul	t_1-	t_1-t_2	t_2-t_3	t_3-t_4	t_4+
i_A	0	1	1	0	0
i_{A1}	1	0	0	1	1
i_{A2}	0	1	1	0	0
i_B	0	0	1	1	0
i_{B1}	1	1	0	0	1
i_{B2}	0	0	1	1	0

	Sens invers				
timpul	t_1-	t_1-t_2	t_2-t_3	t_3-t_4	t_4-
i_A	0	0	1	1	0
i_{A1}	1	1	0	0	1
i_{A2}	0	0	1	1	0
i_B	0	1	1	0	0
i_{B1}	1	0	0	1	1
i_{B2}	0	1	1	0	0

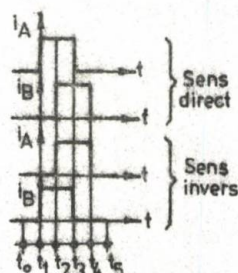


Fig. 3

Expresiile tensiunilor în punctele A_3 , A_4 , B_3 , B_4 pentru intervalul de timp $t_1 - t_{(i+1)}$ considerînd originea timpului la momentul t_1 sînt :

$$U_{A3} = U_{B1} + [(U_{A2} - U_{B1})t_{i+} - (U_{A2} - U_{B1})t_{i-}] e^{-(t/RC)},$$

$$U_{A4} = U_{B2} + [(U_{A1} - U_{B2})t_{i+} - (U_{A1} - U_{B2})t_{i-}] e^{-(t/RC)},$$

$$U_{B3} = U_{B2} + [(U_{A2} - U_{B2})t_{i+} - (U_{A2} - U_{B2})t_{i-}] e^{-(t/RC)},$$

$$U_{B4} = U_{B1} + [(U_{A1} - U_{B1})t_{i+} - (U_{A1} - U_{B1})t_{i-}] e^{-(t/RC)}.$$

Centralizînd în tabelul 2 valorile tensiunilor în punctele A_3 ; A_4 ; A_5 ; B_3 ; B_4 și B_5 va rezulta după limitarea cu diode impulsuri multiplicare cu doi în punctul A_5 pentru sensul direct și impulsuri multiplicare cu doi pentru sensul invers. Constanta RC este mică ($5,6 \cdot 10^{-4}$ sec) astfel că procesul tranzitoriu este terminat la sfîrșitul fiecărui interval de timp. Etajele inver-

soare lucrînd în regim de comutație se consideră tensiunile în punctele A_1 ; A_2 ; B_1 ; B_2 egale cu U_0 pentru starea 1 și zero pentru starea zero (logică pozitivă).

Tabelul 2

	Sens direct									
	t_0	$t_1 - t_2$	$t_2 - t_3$	$t_3 - t_4$	$t_4 - t_5$					
timpul	t_0	t_1+	t_2-	t_2+	t_3-	t_3+	t_4-	t_4+	t_5-	t_5+
UA_3	U_0	$2U_0$	U_0	U_0	0	$-U_0$	0	0	U_0	
UA_4	0	$-U_0$	0	0	U_0	$2U_0$	U_0	U_0	0	
UA_5	$+U_0$	$2U_0$	$+U_0$	$+U_0$	$+U_0$	$2U_0$	$+U_0$	$+U_0$	$+U_0$	
UB_3	0	U_0	0	0	U_0	0	U_0	U_0	0	
UB_4	U_0	0	U_0	U_0	0	U_0	0	0	U_0	
UB_5	$+U_0$	$+U_0$	$+U_0$	$+U_0$	$+U_0$	$+U_0$	$+U_0$	$+U_0$	$+U_0$	
U_{EN}	0	U_N	0	0	0	U_N	0	0	0	

	Sens invers									
	t_0	$t_1 - t_2$	$t_2 - t_3$	$t_3 - t_4$	$t_4 - t_5$					
timpul	t_0	t_1+	t_2-	t_2+	t_3-	t_3+	t_4-	t_4+	t_5-	t_5+
U_0	U_0	0	U_0	0	0	U_0	0	U_0	0	
0	0	U_0	0	U_0	U_0	0	U_0	0		
U_0	U_0	U_0	U_0	U_0	U_0	U_0	U_0	U_0	U_0	
0	0	U_0	$2U_0$	U_0	U_0	0	$-U_0$	0		
U_0	U_0	0	$-U_0$	0	0	U_0	$2U_0$	U_0		
$+U_0$	$+U_0$	$+U_0$	$2U_0$	$+U_0$	$+U_0$	$+U_0$	$2U_0$	$+U_0$		
0	0	0	U_N	0	0	0	U_N	0		

În punctele A_5 apar impulsurile care comută circuitul bistabil și comandă numărătorul reversibil pentru numărare în sens direct. Aceste impulsuri sînt utilizate și ca impulsuri de numărare. În punctul B_5 apar impulsurile similare pentru sensul invers.

Sistemul este mai simplu ca sistemele de identificare a sensului cu perii colectoare. Prin siguranța în funcționare sistemul propus se poate aplica pentru comanda programată a deplasărilor liniare la mașini unelte.

Bibliografie

- [1] BOTAN, N.V. Comanda sistemelor de acționare electrică, București, Editura tehnică, 1977.
- [2] NASLIN, P. Circuite logice și automatizări secvențiale, București, Editura tehnică, 1967.
- [3] BASTIUREA, Gh. ș.a. Comanda numerică a mașinilor unelte, București, Editura tehnică, 1976.

ILIE ALEXE

SISTEM PENTRU COMANDA REVERSARII SENSULUI DE
NUMARARE A INCREMENTILOR DE DEPLASARE LA MASINI UNELTE

Rezumat

Lucrarea prezintă o schemă de discriminator de sens de deplasare comandat cu impulsuri defazate, din a căror succesiune se poate determina sensul de deplasare asociat cu sensul de numărare al unui numărător de incremente de deplasare. Se prezintă diferitele semnale ce apar în schemă și principiul metodei de măsurare și programare al diferitelor coordonate.

STEUERSYSTEM ZUR VERÄNDERUNG DER ZAHLRICHTUNG
VON VERSCHIEBUNGSELEMENTEN BEI WERKZEUGMASCHINEN

Zusammenfassung

Die Arbeit stellt eine Diskriminatorschaltung für den Verschiebungssinn vor, die mit phasenverschobenen Pulsen gesteuert wird, aus deren Folge man den Verschiebungssinn, der dem Zählsinn eines Zählers für Verschiebungselemente entspricht, bestimmen kann.

Es werden die verschiedenen logischen Signale und das Prinzip der Messmethode und der Programmierung der verschiedenen Koordinaten vorgezeigt.

CONTROL OF THE MINOR LOOP STEPPING MOTOR WITH EXTRERNAL SYNCHRONIZING PULSES

Dr. Eng. Toacse Gheorghe, lecturer at the University
of Brasov

1. Introduction

The control system of the stepping motor must perform a one-to-one relation between the input number of pulses and the steps achieved by the rotor. A sure method for that is the implementation of one local (minor) loop round the motor; the pulses coming from the transducer are applied into the translator (removing the input pulses) and thus the motor itself generates the control pulses. The minor loop stepping motor will have a characteristic stepping rate depending on the time constans of the minor loop. When another stepping rate externaly constrained is necessary, an auto-synhronizer is introduced in the minor loop.

2. Minor loop with external synchronizing pulses

For an open-loop stepping motor control system, the motor can be started at necessary frequency rate when this value is under the curve $C_{\max.\text{start}}$, Fig.1-a. The points between the curves $C_{\max.\text{start}}$ and $C_{\max.\text{synchr.}}$ can be reached with a starting frequency smaller than $C_{\max.\text{start}}$, then the frequency rate may be increased until the $C_{\max.\text{synchr.}}$. Above $C_{\max.\text{synchr.}}$ the motor is out of synchronism.

As to the minor loop stepping motor the stepping rate is increased from the standstill (for a certain loud torque) according

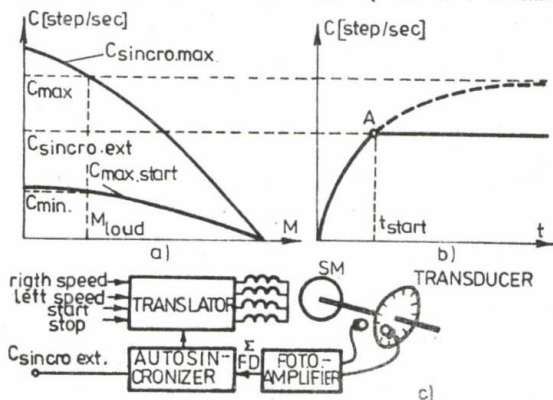


Fig.1. Minor loop with external synchronizing pulses.
a) Speed-torque curves
b) Speed versus time for starting with external synchronizing.
c) A typical minor loop with external synchronization.

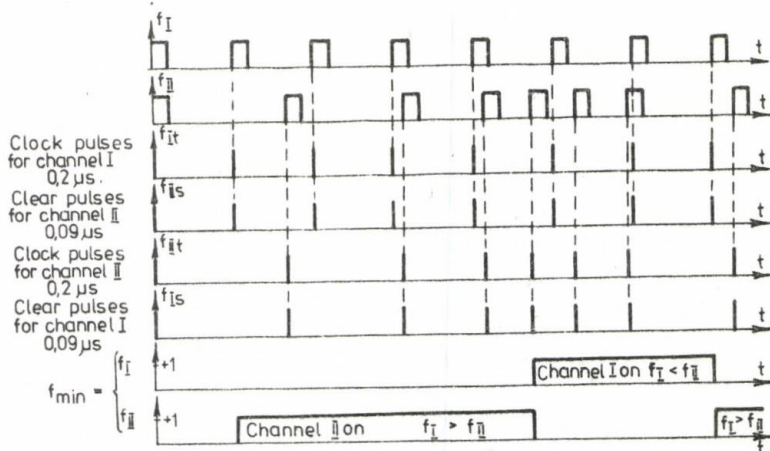


Fig. 2

to an exponential law unit $C_{\max}$. There is case when synchronization with an external frequency $C_{\text{synchro.external}}$ more than $C_{\max, \text{start}}$ is necessary. In this case the stepping motor is started in the minor loop, the input pulses ΣFD are produced from transducer, according to an exponential law to point A, Fig. 1-b. In point A the ΣFD is equal with the $C_{\text{synchro.external}}$. The auto-synchronizer switches off the ΣFD and switches on the $C_{\text{synchro.ext.}}$ to the translator input ; the motor will run under external control.

3. Auto - synchronizer circuit

The auto-synchronizer circuit achieves a minimal function between the transducer frequency ΣFD and the external pulses $C_{\text{synchro.external}}$ (Fig. 3):

$$f_{\text{out}} = \min(\Sigma \text{FD}, C_{\text{synchro.external}}). \quad (1)$$

The rule of finding the minimal frequency is as follows : For each incoming train of pulses the successive turns up (positive-going edge) placed between the two running pulses of the other train of pulses are counted ; the train which has at least two turns-up between the two turns-up of the other train of pulses has a higher frequency (Fig. 2).

References

- [1] KENT, I. ARTHUR. A Step Motor Controller for Closed-Loop Investigation. Proceedings Fourth Annual Symposium of IMCSD, april 1975.
- [2] TOACSE, GH., CULPI, W. Time-Optimal Control of the Stepping Motor - IEEE Transactions IECI, New-York, August 1976.

TOACSE GHEORGHE

CONTROL OF THE MINOR LOOP STEPPING MOTOR WITH
EXTERNAL SYNCHRONIZING PULSES

Abstract

This paper presents a control minor loop stepping motor which may be synchronized with external train of pulses. External synchronization is carried out with an auto-synchronizer which has an original structure.

COMANDA MOTORULUI PAS CU PAS IN BUCLA MINORA
CU SINCRONIZARE EXTERNA

Rezumat

Se prezintă un sistem de comandă a motorului pas cu pas în buclă minoră care poate fi sincronizat cu o succesiune de impulsuri exterioare. Sincronizarea exterioară se realizează prin intermediul unui circuit auto-sincronizator pentru care se propune o structură originală.

EXPERIMENTAREA UNEI NOI METODE DE CODIFICARE SI DECODIFICARE A CODURILOR CORECTOARE DE ERORI

Ing. Szentgyörgyi, V. cercetător, la Universitatea din
Braşov

Cantitatea de informație de sincronizare necesară stabilirii pozițiilor cuvintelor de cod se poate asigura prin mai multe metode. În [1] se prezintă o nouă clasă de cod de sincronizare obținut din clasa codurilor ciclice. În scopul reducerii complexității instalației de realizat, s-a proiectat un coder care generează combinații de cod de lungime $n=15$. Codul generat are capacitatea de a corecta simultan erori aditive de multiplicitate $t=2$ și erori de sincronizare de amplitudine $S=1$.

1. Codificarea codului sincronizator

Codul sincronizator s-a obținut pe baza unui cod ciclic. Polinomul generator al codului (15,7) : $g(x)=1+x^4+x^6+x^7+x^8$.

Pentru asigurarea corecției erorilor de sincronizare s-a procedat la mărirea reductanței codului, alegînd un factor $f(x)=x^2+x+1$, obținînd astfel polinomul generator $g_1(x)$ al codului ciclic (15,5) respectiv matricea generatoare G_1 . Pentru ca alunecările de amplitudine să nu introducă erori aditive se reduce matricea G_1 la matricea G_S :

$$G_S = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}.$$

Combinațiile de cod transmise vor fi cele generate de G_S , la care se adaugă un vector fix P satisfăcînd condiția $P(x) = -g(x)$, adică :

$$P = (1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0).$$

Structura schemei coderului este determinată de polinomul $h_1(x) = x^5+x^3+x+1$. (fig. 1).

În celulele de memorie M a coderului se introduc în paralel simbolurile informaționale : $w_{10}, w_{11}, w_{12}, w_{13}$ și w_{14} , cu condiția ca $w_{14} = 0$ respectiv $w_{10}+w_{12}=0$. Drept celule de memorie s-au folosit circuite basculante JK-MS. Circuitele sumatoare modulo 2

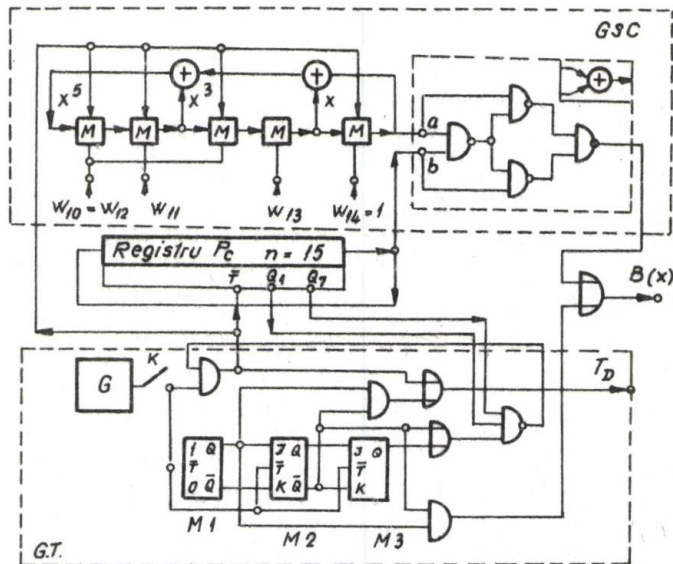


Fig. 1 - Schema coderului.

din (GSC) realizează funcția : $F = \bar{a}b + a\bar{b}$.

Registru de deplasare P_n conține vectorul fix P , care la comanda impulsurilor de tact se adaugă printr-un sumator modulo 2 combinației de cod $W(x)$, obținându-se la ieșire, după 15 deplasări un cuvânt de cod : $B(x) = W(x) + P(x)$.

Impulsurile de tact sînt sincronizate de rețeaua de 50 Hz. În scopul simplificării generatoarelor de tact s-a prevăzut transmiterea unui impuls de deblocare a decoderului, înaintea cuvîntului de cod transmis. Orpirea impulsurilor de tact se face bazat pe acea proprietate a vectorului P ca în stare inițială ieșirile celulelor Q_1, Q_7 se află la nivel logic 1. Atît impulsul de deblocare cît și impulsurile de tact T_d pentru un registru de control se generează de GT, respectînd diagrama de timp din figura 2.

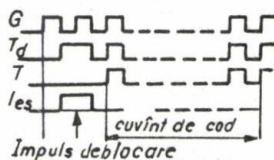


Fig. 2

2. Decodificarea codului sincronizator

Vectorul recepționat în cazul erorilor aditive $E(x)$ și a unei erori de sincronizare de multiplicitate $r \in [-S, S]$ este de forma :

$$Q(x) = x^r W(x) + P(x) + E(x) .$$

Schema de decodificare este arătată în figura 3.

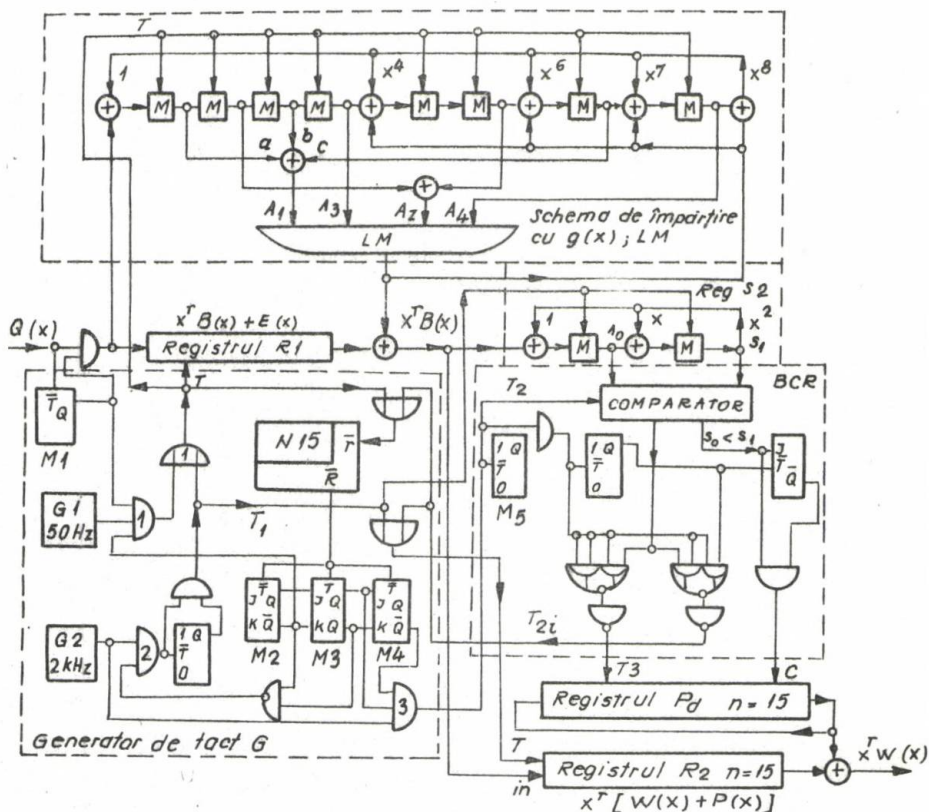


Fig. 3

Decodificarea se împarte în următoarele etape :

Etapa I. În schema de împărțire cu $g(x)$ se împarte vectorul $Q(x)$ cu $g(x)$. Restul acestei împărțiri este sindromul S_1 , pe baza căruia se calculează erorile aditive. Împărțirea se execută la comanda impulsurilor de tact T din G_1 . O dată cu acesta se introduce $Q(x)$ și în registrul R_1 de lungime $n=15$. Controlul numărului de impulsuri de tact se face de către numărătorul $N-15$, cu autoștergere. Cum G_1 este sincronizat tot de la rețea, sincronismul de bit între coder și decoder este asigurat.

Codul ciclic generat de $g(x)$ este însă majoritar decodabil într-un singur pas. Elementul de logică majoritară LM corectează erorile aditive, obținându-se vectorul $X^r B(x)$. Practic este necesară efectuarea sumei modulo 2 a conținutului registrului R_1 cu semnalul de ieșire din LM în 15 deplasări comandat de G_2 și controlat de $N-15$.

Etapa II. Constă în împărțirea vectorului $x^TB(x)$ prin $f(x)$, obținînd sindromul S_2 . Pe baza corespondenței biunivoce între r și S_2 se determină eroarea de sincronizare, ce are loc la comanda impulsurilor T_1 .

Etapa III. În funcție de sindromul $S_2=(s_0, s_1)$ registrul P_d (dreapta-stînga), conținînd vectorul fix P , în comparație cu registrul R_2 face în plus deplasările :

$S_2 = (1,1) \longleftrightarrow r = 0$ nici o deplasare ;

$S_2 = (1,0) \longleftrightarrow r = 1$ o deplasare la dreapta ;

$S_2 = (0,1) \longleftrightarrow r = -1$ o deplasare la stînga și apoi conținutul lui P_d se adaugă bit cu bit la conținutul registrului R_2 , obținînd la ieșire vectorul $x^{rw}(x)$.

Compararea componentelor s_0, s_1 se efectuează de către circuitul comparator din BCR, a cărui funcționare rezultă din tabelul 1.

Tabelul 1.

s_0	s_1	$s_0 < s_1$	$s_0 = s_1$
0	0	0	1
1	0	0	0
0	1	1	0
1	1	0	1

Comanda registrelor se face astfel :

Cazul $s_0 = s_1 = 1$ determină nivel lo-

gic 0 pe baza C (comanda sensului deplasării P_d), care pregătește deplasări la dreapta. Al doilea impuls de tact comandă deplasarea registrelor P_d și R_2 .

Numărul deplasărilor va fi controlată tot de N-15.

Cazul $S_0=1, S_1=0$ determină $C=0$. Al doilea tact comandă deplasarea P_d spre dreapta la al treilea impuls de tact, ambele registre se vor deplasa la dreapta 15 pași.

Cazul $S_0=0, S_1=1$ determină $C=1$ la primul impuls, P_d fiind pregătit pentru deplasare la stînga. Al doilea impuls T_2 deplasează P_d cu un pas, după care C devine 0. Astfel impulsul al treilea va comanda deplasarea simultană a registrelor P_d respectiv R_2 pentru însumarea conținuturilor lor. Diagrama de timp al BCR este arătată în figura 4, iar al generatorului de tact în fig. 5.

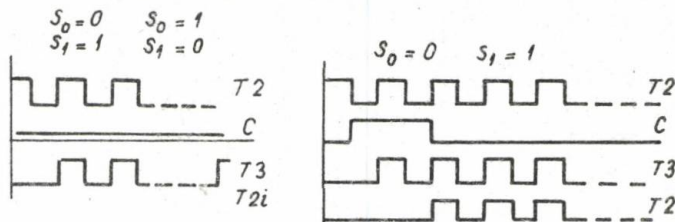


Fig. 4

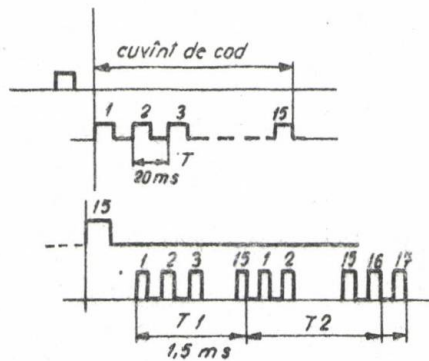


Fig. 5

Metoda prezentată poate fi aplicată la realizarea unor sisteme de transmitere de date precum și la asigurarea funcționării sincrone a diferitelor echipamente numerice.

Bibliografie

- [1] E.GYÖRFI O nouă metodă pentru obținerea de coduri sincronizatoare din coduri ciclice. Conferința de telecomunicații, București, noiembrie 1971, pg. 1 - 3 .
- [2] TEXAS INSTRUMENTS INC. Designing with TTL Integrated Circuits, Mc. Graw - Hill Book Company, 1971.

SZENTGYÖRGYI, V.

EXPERIMENTAREA UNEI NOI METODE DE CODIFICARE SI
DECODIFICARE A CODURILOR CORECTOARE DE ERORI

Rezumat

Lucrarea prezintă rezultatele experimentării unei noi metode de codificare - decodificare a unui cod sincronizator, cu capacitatea de a corecta simultan două erori aditive și una de sincronizare.

EXPERIMENTIERUNG EINER NEUEN CODIER - UND
DECODIERMETHODE DER FEHLERKORREKTURCODES

Zusammenfassung

Der Artikel stellt die Ergebnisse einer experimentell angewendeten Codier - und Decodiermethode vor. Der dabei erhaltene synchronisierende Code ermöglicht die gleichzeitige Korrektur zweier additiver Fehler und eines Synchronisierungsfehlers.

ASUPRA CALCULULUI ILUMINĂRII DATE DE SIRURI DE SURSE LUMINOASE

Ing. VESTEMEAN D., șef lucrări la Universitatea
din Brașov

Lucrarea de față își propune îmbunătățirea metodei de calcul "punct cu punct" pentru obținerea iluminării directe dată de surse luminoase simetrice și punctiforme, instalate independent sau în șiruri.

1. Sursă luminoasă independentă

Schema de calcul este arătată în figura 1.

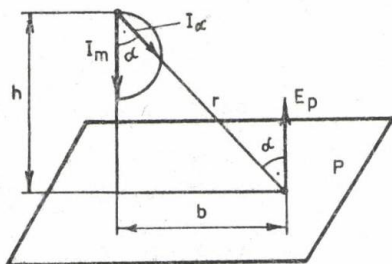


Fig. 1.

$$E = \frac{\Phi_c}{1000} \cdot \frac{I_m \cdot \cos \alpha}{\Delta \cdot r^2}; \quad (1)$$

unde: Φ_c - fluxul luminos (lm) al sursei, iar
 Δ - factorul de depreciere.

$$E = \frac{\Phi_c}{1000} \cdot \frac{I_m \cdot \cos^3 \alpha}{\Delta \cdot h^2} = C_s \cdot \beta; \quad (2)$$

$$\text{unde: } C = \frac{\Phi_c}{1000} \cdot \frac{I_m}{\Delta \cdot h^2}; \quad (3)$$

și este o constantă pentru o situație dată;

$$\beta = \frac{I_\alpha}{I_m} \cdot \cos^3 \alpha = \frac{I_\alpha}{I_m} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{b^2}{h^2}\right)^{3/2}}; \quad (4)$$

și este reprezentat în figura 2.

2. Sursa luminoasă instalată în șir

Contribuția unui șir regulat de n surse la iluminarea într-un punct se poate calcula aplicînd procedeul de mai sus de n ori.

Pentru puncte caracteristice ale unui șir regulat, iluminarea se poate calcula plecînd de la o curbă polară de intensitate luminoasă "mediată",

$$I_\alpha = I_m \cos \alpha \pm \frac{E}{\cos \alpha}; \quad (5)$$

unde - reprezintă eroarea medie față de curba de tip Lambert (fig. 3).

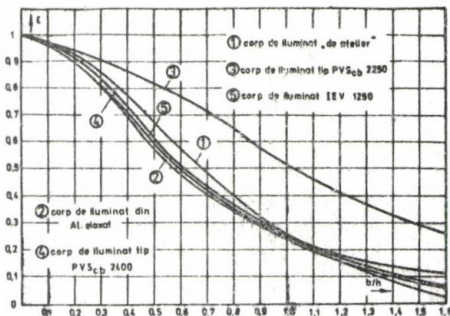


Fig. 2. Variația factorului

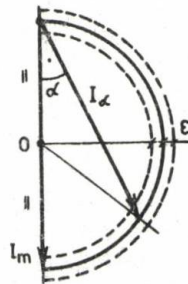


Fig. 3

După poziția punctului de calcul, șirul regulat poate avea o contribuție asimetrică (fig. 4) sau simetrică (fig. 5).

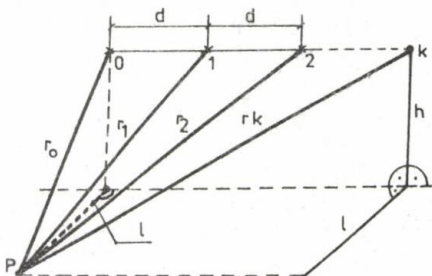


Fig. 4

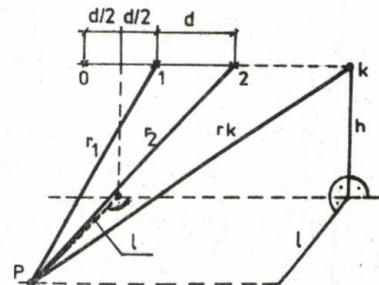


Fig. 5

2.1. Șir regulat cu contribuție asimetrică (fig. 4)

Pentru n surse, relația (1) devine :

$$E_p = \frac{\Phi_c}{1000 \cdot \Delta} \sum_{i=1}^n \frac{I_{\alpha_i} \cdot \cos \alpha_i}{r_i^2} \quad (6)$$

care ținînd seama de (5) devine:

$$E_p = \frac{\Phi_c \cdot I_m \cdot h^2}{1000 \cdot \Delta} \sum_{i=1}^n \frac{1}{r_i^4} \pm \frac{\Phi_c \cdot \epsilon}{1000 \cdot \Delta} \sum_{i=1}^n \frac{1}{r_i^2} = C_1 \sum_{i=1}^n \frac{1}{(x^2 + i^2)^2} \pm \quad (7)$$

$$\pm C_0 \sum_{i=1}^n \frac{1}{x^2 + i^2} ;$$

$$x^2 = \frac{h^2 + l^2}{d^2} ; C_1 = \frac{0_c I_m}{1000 \cdot \Delta d^2} \cdot \left(\frac{h}{d} \right)^2 ; C_0 = \frac{\Phi_c \cdot \epsilon}{1000 \cdot \Delta} ; \quad (7')$$

Dacă numărul surselor este foarte mare:

$$E_p = C_1 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{(x^2 + i^2)^2} \pm C_0 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{x^2 + i^2} = C_1 S_{10}(x) \pm C_0 S_{00}(x); \quad (8)$$

$$S_{00}(x) = \frac{\pi}{2x} \left(\coth \pi x - \frac{1}{\pi x} \right); \quad (9)$$

$$S_{10}(x) = \frac{\pi}{2x^2} \left(\frac{\pi^2}{2 \sinh^2 \pi x} + \frac{\pi \coth \pi x}{2x} - \frac{1}{x^2} \right); \quad (10)$$

2.2. Sir regulat cu contribuție simetrică (fig.5). După un calcul similar cu cel de la 2.1 :

$$E_p = C_1 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{16}{[y^2 + (2i-1)^2]^2} \pm C_0 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{4}{y^2 + (2i-1)^2} = C_1 S_{1s}(x) \pm C_0 S_{0s}(x); \quad (8')$$

unde: $y^2 = 4x^2 = 4 \cdot \frac{l^2 + h^2}{d^2}; \quad (7'')$

$$S_{0s}(x) = \frac{\pi}{2x} \operatorname{th} \pi x; \quad (9') \quad \text{și} \quad S_{1s}(x) = \frac{\pi}{4x^2} \left(\frac{\operatorname{th} \pi x}{x} - \frac{\pi}{\operatorname{ch}^2 \pi x} \right). \quad (10')$$

Valorile funcțiilor $S_{0s}(x)$ și $S_{1s}(x)$ sînt date în tabelul 1.

Tabelul 1												
S/x	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3
$S_{0s}(x)$	1,47	1,42	1,39	1,36	1,33	1,27	1,2	1,13	0,07	1,01	0,46	0,92
$S_{1s}(x)$	0,83	0,72	0,66	0,61	0,57	0,48	0,42	0,35	0,3	0,25	0,21	0,19
$S_{0s}(x)$	3,34	3,25	2,9	2,7	2,6	2,2	1,96	1,72	1,56	1,44	1,4	1,2
$S_{1s}(x)$	6	5,05	4,2	3,5	2,75	2	1,36	0,91	0,77	0,58	0,45	0,36
S/x	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,6	3,9
$S_{0s}(x)$	0,81	0,79	0,76	0,72	0,69	0,62	0,55	0,5	0,47	0,43	0,4	0,37
$S_{1s}(x)$	0,13	0,11	0,1	0,09	0,075	0,05	0,04	0,03	0,02	0,017	0,013	0,011
$S_{0s}(x)$	1,04	1,0	0,92	0,88	0,825	0,72	0,62	0,56	0,52	0,48	0,43	0,40
$S_{1s}(x)$	0,24	0,2	0,16	0,13	0,1	0,07	0,05	0,36	0,03	0,02	0,016	0,01

Tabelul 2									
Corp de atelier		Corp Al eloxat		Corp PVScb 2250		Corp PVScb 2400		Corp IEV - 1250	
(cd)	Im (cd)	(cd)	Im (cd)	(cd)	Im (cd)	(cd)	Im (cd)	(cd)	Im (cd)
3,3	225	5,85	265	6,7	306	5	305	3,15	175

BIBLIOGRAFIE

- [1] GHEORGHIU, N. și MILITARU, P. Teoria și practica iluminatului electric, Editura tehnică, 1970.
- [2] VESTEMEAN, D. Metodă nouă pentru calculul iluminării directe cu surse punctiforme, IDT, 1965.
- [3] x x x : Catalog de produse ELBA.
- [4] Rijik, J.M., Gradstein, I.S. Tabele de integrate, sume, serii și produse. Editura tehnică, București, 1955.

VESTEMEAN, D.

ASUPRA CALCULULUI ILUMINĂRII DATE DE SIRURI DE
SURSE LUMINOASE

Rezumat

Lucrarea contribuie la îmbunătățirea calculului iluminării directe prin metoda "punct cu punct" pentru surse de iluminat simetrice și care pot fi considerate punctiforme. Se indică o metodă pentru calculul iluminării dată de un șir de astfel de surse.

SUR LE CALCUL DE L'ILLUMINATION DONNÉE PAR DES RENGÉES
DE SOURCES LUMINEUSES

Résumé

L'article apporte une contribution au calcul de l'illumination directe, par la méthode "point-à-point", pour le cas des sources symétriques considérées comme des points lumineux. On indique une méthode pour le calcul de l'illumination donnée par une rangée régulière constituée de telles sources.



MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
UNIVERSITATEA DIN BRASOV

Tiraj : 250

Comanda: 187/23.04.1979.

Executat in cadrul sectorului Reprografie

1980 AUG 8

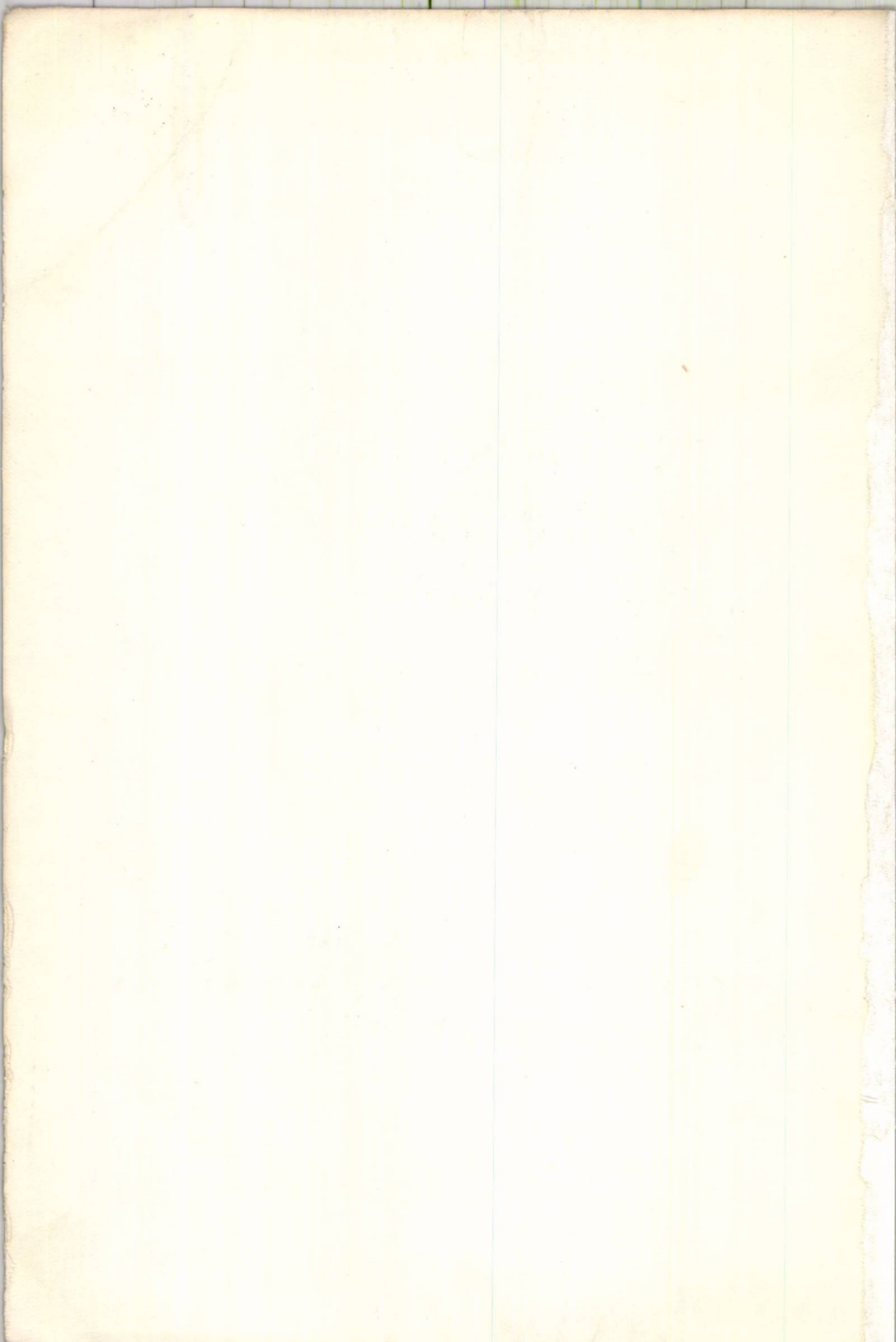
E 4524/3

BULETINUL

**UNIVERSITATII
DIN BRASOV**

Seria A	MECANICA APLICATA CONSTRUCTII DE MASINI
---------	--

Vol. XX - C • 1978





BULETINUL UNIVERSITATII DIN BRASOV

SERIA A

- Construcția de
autovehicule și mașini agricole
- Construcția de mașini și
tehnologia prelucrării metalelor

Vol. XX - C • 1978

COLEGIUL DE REDACTIE

Prof.dr.ing.Florea Dudiță (președinte), prof.em.dr.ing. Victor Hoffmann (vicepreședinte), conf.dr.ing.Filof - teia Negruțiu, prof. dr. ing. Vasile Vulcu, prof.dr.ing. Vasile Cîmpian, prof.dr.ing. Ioan Drăghici, prof.dr. Giusepe Munteanu, prof.dr.ing. Darie Parascan.

COMITETUL DE REDACTIE

Conf.dr.ing.Victor Benche, prof.dr. ing. Gheorghe Bobescu, conf.dr.ing.Sergiu Chiriacescu, prof.dr. ing. Ioan Drăghici (redactor șef), conf.dr. ing. Ion Goia, conf.dr.ing.Emeric Jakab, conf. dr. ing. Mircea Ivan, conf.dr.ing.Aurel Jula (redactor șef adjunct), prof.dr.ing.Andrei Nicolaide, prof. dr. ing.Virgil Olariu, conf.dr.ing. Simion Popescu , conf.dr.ing.Gheorghe Secară, prof. dr.ing.Wilibald Szabo, prof.dr.ing.Petre Tudoran, prof.dr.ing. Nicolae Veștemeanu.

Secretar de redacție: asist.ing.Mihai Ciobotă

De conținutul științific al lucrărilor din acest
volum răspund autorii respectivi

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A - Applied Mechanics - Machine Building
Vol. XX-C • 1978

Building of motor-vehicles
and farming machines

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A - Mécanique appliquée - Construction de machines
Vol. XX-C • 1978

Construction d'automobiles et
de machines agricoles

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT ZU BRAȘOV
Serie A - Angewandte Mechanik - Maschinenbau
Band XX-C • 1978

Bau von Kraftfahrzeugen und
von landwirtschaftlichen Maschinen

S U M A R
S U M M A R Y
I N H A L T S V E R Z E I C H N I S
S O M M A I R E

CONSTRUCTIA DE AUTOVEHICULE SI MASINI AGRICOLE
BUILDING OF POWER CRAFTS AND AGRICULTURAL MACHINES
BAU VON KRAFTFAHRZEUGEN UND LANDWIRTSCHAFTLICHEN
MASCHINEN
CONSTRUCTION D'AUTOMOBILES ET DE MACHINES AGRICOLES

Pag.

PERES, GH., RADU, GH. Modelarea matematică a caracteristicilor de putere și cuplu la motoarele cu ardere internă . Mathematical Modelling of Power and Couple characteristics of Internal Combustion Engines. Mathematische Modellierung der Leistungs-und Drehmomentkurven bei Verbrennungsmotoren Modulation mathématique des courbes de la puissance et du couple pour les moteurs à combustion interne.	3
ABAITANCEI, D., CHIRU, A. Contribuții la studiul echilibrării motorului cu cinci cilindri în linie Contributions to the Study of Five Inline Cylinder Engine Balancing. Beiträge zur Untersuchung der Ausgleichung des Fünfzylinderreihenmotors Contribution à l'étude d'équilibrage du moteur à cinq cylindres en ligne .	11
UNTARU, M. Ridicarea economicității automobilului prin perfecționări constructive Fuel Economy Increase in Engines by Improvement of their construction Erhöhung der Wirtschaftlichkeit des Kraftwagens durch bauliche Vervollkommungen. Augmentation de l'économie de l'automobile par des perfectionnements constructifs.	19

PERES, GH., SEITZ, N., IONITA, T., OLTEANU, C., KLEIN, D.	
Dependența solicitărilor dinamice din transmisia autovehiculelor de condițiile de exploatare și de particularitățile lor constructive.	25
Dependence of the Dynamic Load of autovehicle Transmission on the Running Conditions and on their Constructive Characteristics.	
Die Abhängigkeit zwischen den dynamischen Belastungen im Kraftfahrzeuggetriebe und Einsatzbedingungen	
La dépendance des sollicitations dynamiques de la transmission des véhicules automobiles des conditions d'exploitation, et de leurs particularités constructives.	
POPESCU, S., IONESCU, E., TANASE, F. Criterii de analiză comparativă a proprietăților de tracțiune ale tractoarelor pe roți	33
Criteria of a Comparative Analysis of the Wheeled Tractor Traction Properties.	
Gesichtspunkte der eingehenden vergleichenden Untersuchung der Zugeigenschaften der Radschlepper.	
Critères d'analyse comparative des propriétés de traction des tracteurs à roues.	
NASTASOIU, S., POPESCU, S., SOARE, I. Posibilități de încercare a transmisiilor autovehiculelor pe standuri cu flux de energie închis	41
Possibilities of Testing Automobile Transmissions on Stands with Closed Energy Flow. .	
Untersuchungsmöglichkeiten der Kraftfahrzeuggetriebe auf Prüfständen mit geschlossenem Leistungsfluss.	
Posibilités d'essai des transmissions des véhicules automobiles sur des stands à flux d'énergie fermé.	
BRATUCU, GH., RUS, F., TRIF, N. Cercetări experimentale asupra încălzirii ambreiajului de tractor	49
Experimental Researches on Tractor Clutch Heating	
Experimentaluntersuchungen der Erwärmung der Schlepperkupplungen.	
Recherches expérimentales sur l'échauffement de l'embrayage de tracteur.	

- DUMITRESCU, C., Influența mașinilor agricole asupra stabilității direcției de deplasare a tractorului 55
 Influence of Agricultural Machines on the Stability of Displacement Direction of Tractors.
 Der Einfluss der Landmaschinen auf die Stabilität der Frontbewegungsrichtung des Schleppers.
 L'influence des machines agricoles sur la stabilité de la direction de déplacement du tracteur.
- GHINEA, T., BRATUCU, GH. Aspecte comparative ale solicitărilor transmisiei tractorului la lucrul cu combina de siloz și freza agricolă 63
 Comparative Aspects of Tractor Transmission Loading when Working with Clamp-Combine and Treee Cutter
 Vergleichende Aspekte der Beanspruchungen des Schleppergetriebes bei der Arbeit mit der Silokombine und der landwirtschaftlichen Fräse.
 Aspects comparatifs des sollicitations de la transmission du tracteur au travail avec la moissonneuse à silo et l'aramasseuse-hacheuse agricole.
- CRISAN, I., MOLDOVEAN, GH., RADU, AL. Sinteza cuplei tăietoare la un aparat de tăiere a plantelor 69
 Cutting Coupling Synthesis of a Plant Cutting Apparatus.
 Synthese der Schneidkupplung eines Pflanzenschneidenapparates.
 Synthèse de l'accouplement coupant à un appareil de coupe des plantes.
- RUS, F., GHINEA, T., GHIMBASAN, R., TRIF, N. Aparat pentru determinarea rezistenței la vătămări mecanice a guberului tuberculilor de cartofi 75
 Apparatus for the Determination of the Resistance to Damage of the Potato Washer.
 Gerät zur Bestimmung der Widerstandsfähigkeit des Kartoffelknollenschirbers im Falle mechanischer Beschädigungen.
 Appareil à déterminer la résistance aux dégâts mécaniques des tubercules de pommes de terre.

CONSTRUCTIA DE MASINI SI TEHNOLOGIA PRELUCRARIII
METALELOR

MACHINE BUILDING AND METAL WORKING TECHNOLOGY

MASCHINENKONSTRUKTION UND TECHNOLOGIE DER METALLBEARBEITUNG

CONSTRUCTION MÉCANIQUE ET TECHNOLOGIE D'USINAGE DES
MATÉRIAUX

- PIUKOVICI, I. Durata de funcționare a maginii-unelte și
regimul de aşchiere la prelucrările prin strunjire 81
Machine Tool Life and Cutting Parameters of Turning
Betriebszeit der Werkzeugmaschine und Schwittparameter
beim Drehen
La durée du fonctionnement de la machine-outil et les
régime de coupeautournage.
- SUTEU, V., BOANGIU, GH. Contribuții la modernizarea maginii
de rectificat filete 85
Contributions to the Modernisation of the Thread Grinding
Machine
Beiträge zur Modernisierung der Gewindeschleifmaschine
Contributions à la modernisation de la machine à rectifier
des filets.
- BONCOI, GH. Influența factorilor tehnico-economi ai proce-
sului tehnologic asupra mărimii unghiului de gol al camei
disc utilizată în construcția de magini-unelte automate (III).91
The Influence of the Technical and Economical Factors of
the Technological Process on the Dimensions of the Vacuum
Angle of the Disc Cam Used in the Construction of Automatic
Machine Tools (III)
Einfluss der technisch-ökonomischen Faktoren des Arbeits-
vorganges auf die Grösse des Leerwinkels der für die Ges-
taltung der automatischen Werkzeugmaschinen benützten
Kurvenscheibe (III).
L'influence des facteurs techniques et économiques du pro-
cessus technologique sur la valeur de l'angle de marche à

vide de la came-disque utiliz  e dans la construction
des machines-outils automatiques (III).

- OBACIU, GH., BOERIU, S.G. - Generator de impulsuri pentru
magini de electroeroziune deplasabile 97
Pulse Generator for Electro-Discharge Machining
Impulsgenerator für elektroerosive bewegliche
Werkzeugmaschinen
Générateur d'impulsions pour machines d'électro-
  rosion déplaçables.
- VASII-ROSCULET, S. Calculul erorilor la pozi  ionarea
semifabricatelor pe o baz   cilindric   interioar  
  i o baz   plan   103
Error Analysis in the Positioning of Work Pieces
on a Cylindrical Internal Base and a Plane One
Fehleranalyse in ^{der} Positionierung der Werkstücke auf eine
zylindrische innere und eine ebene Basis.
Le calcul des erreurs au positionnement des demi-
produits sur une base intérieure cylindrique et
sur une base plane.
- POPESCU, I., STROE, M. Studiul comparativ privind durabi-
litatea frezelor din o  el rapid retopit sub zgur  . . . 111
The Comparative Study on the Life of Milling Tools
Constructed by High Speed Steel.
Vergleichstudium der Haltbarkeit der Fräser aus
Schnellstahl der unter Schlacke umgeschmolzen wurde
L'étude comparative concernant la durabilité
des fraises d'acier rapide refondu sous scorie.
- SECARA, GH., BOANGIU, GH., ROSCA, D., GRIGORIU, M. Cerce-
t  ri privind comportarea la prelucrarea prin strunjire
  i rectificarea a o  elurilor rapide pentru scule reto-
pite sub zgur  . 119
Researches on the Behaviour of High Speed Steels
Remelted under Slag when Used in Turning and Grinding
Untersuchung des Verhaltens der unter Schlacke umges-
chmolzenen Werkzeugschnellst  hle bei der Bearbeitung
durch Drehen und Schleifen.

Recherches concernant le comportement au tournage et à la rectification des aciers rapides, pour les outils refondus sous laitier.

IVAN, N.V. Un sistem informatic de proiectare a proceselor tehnologice de prelucrare pe mașinile-unelte așchietoare..... 127

An Informatic System for the Designing of Technological Working Processes on Cutting Machine Tools.

Ein Informatik System für die Projektierung der technologischen spannenden Prozesse.

Un système informatique de projection des processus technologique d'usinage sur les machines-outils.

DRAGHICI, G., PIUKOVICI, I., BUZATU, C. Model matematic pentru determinarea parametrilor regimului optim de așchiere la prelucrarea pe strung cu dispozitive hidraulice de copiat..... 133

Mathematical Model to Determining Optimal Parameters of Cutting by Turning using Hydraulical Copying Devices

Mathematisches Modell für die Bestimmung der optimalen Schnittparametern beim Drehen mit hydraulischen Kopiereinrichtungen.

Modèle mathématique pour la détermination des paramètres du régime optimum de coupe au tournage avec des systèmes hydrauliques de copiage.

IVAN, M., RUSAN, G.L., CRISTIAN, I. Cercetări privind determinarea parametrilor tehnologici la prelucrarea electrochimică a oțelului VMoCN17..... 139

Researches Concerning Determination of Technological Parameters to Electrochemical Machining of the Steel VMoCN 17.

Forschungen zur Bestimmung der technologischen Parametern bei der elektrochemischen Bearbeitung des Stahles VMoCN 17.

Recherches sur la détermination des paramètres technologiques d'usinage électrochimique de l'acier VMoCN 17.

SECARA, G.H., ROSCA, G., GRIGORIU, M. Contribuții la determinarea prelucrabilității prin strunjire a oțelurilor de rulmenți..... 147

Contributions to determine Turning Workability of the
Ball Bearing Steels.

Beitrag zur Bestimmung der Bearbeitungsfähigkeit des
Drehen.

Contributions à la détermination de l'usinage par tournage
des aciers pour roulements.

TANASESCU, I. Determinarea pierderilor prin frecare, la pre-
lucrarea cu burghie pentru găuri adânci cu evacuare ex-
terioară a aşchiilor 153

Determination of Looses by Friction at Processing with
Anger for Deep Holes with Exterior Evacuations of
Splinters.

Bestimmung der Reibverluste bei der Zerspaltung mit
Tieflochbohrern mit äusserer Entspannung

Détermination des pertes par friction dans l'usinage
avec forets pour longs trous avec évacuation exté-
rieure des copeaux.

CISMARU, I., CISMARU, M., Contribuţii la studiul optimizării
regimului de aşchiere prin frezare în funcţie de cali-
tatea suprafeţei, pentru suprafeţe profilate 157

Contributions to the Optimizing Study of the Milling
Condition for Profiled Surfaces dependent on the Sur-
face Quality.

Beiträge zum Studium der Optimierung der Zerspannungs-
parameter beim Fräsen von Profilflächen in Abhängigkeit
von der Oberflächenbeschaffenheit.

Contribution à l'étude de la optimisation de régime de
fraisage en fonction de la qualité de la surface, pour sur-
faces profilées.

BEJAN, V. Privind o nouă modalitate de realizare a inelelor
de cauciuc de tip "O". 163

A New Execution Modality of the O-Ring Seal

Betreffend einer neuen Herstellungsmöglichkeit der
O-Ringe aus Gummi.

Une nouvelle modalité de réalisation des bagues en
caoutchouc du type "O".

- SCOROBETIU, L. Metoda de marcare a zonelor caracteristice de pe suprafața probelor metalografice, cercetate la microscopul electronic 171
- A Method of Marking the Characteristic Areas on the Metallographic Samples examined on the Electronic Microscope.
- Methode zur Bezeichnung der charakteristischen Zonen auf der Oberfläche der metallographischen Proben die mit dem elektronischen Mikroskop untersucht wurden.
- Méthode à délimiter les zones caractéristiques de la surface des échantillons métallographiques, analysés au microscope électronique.
- JAKAB, E. Factorii determinanți ai funcționării regeneratoarelor pneumatice. 175
- Determining Factors of the Pneumatic Regenerator Operation
- Die Bestimmungsfaktoren der Funktionsweise von pneumatischen Regeneratoren.
- Les facteurs déterminants pour le fonctionnement du régénérateur pneumatique.
- GIOBANU, I., VULCU, V. Cercetări privind încercarea dinamică prin șocuri a amestecurilor de formare. 183
- Researches on the Dynamik Impact Test of Moulding Sands
- Untersuchungen betreffend die dynamische Prüfung durch Schock der Formmassen
- Recherches concernant l'essai dynamique par chocs des sables de moulage.
- WANYOREK, C. Aspecte dinamice și termodinamice în teoria și practica proceselor termochimice. 189
- Dynamical and Thermodynamical Aspects in Theory and Practice of Thermochemical Processes.
- Dynamik und Thermodynamik betreffend der Theorie und der Praxis der thermochemischen Vorgänge.
- Aspects dynamiques et thermodynamiques dans la théorie et la pratique des processus thermochimiques.
- DUMITRESCU, R. Incercări privind stabilirea tehnologiei optime de tratament termic la oțelurile 18MoCrNi3 și 21MnCr12 pe cuptoarele tip SUPER ALL-CASE 195

Tests for the Establishment of the Optimum Technology for Heat Treatment of 18 MoCN 13 and 21TMC 12 Steels in SUPER ALL CASE Furnaces.

Untersuchungen zur Festlegung der optimalen Wärmebehandlung der Stahlmarken 18 MoCN 13 und 21TMC 12 in SUPER ALL CASE-Öfen.

Essais concernant l'établissement de la technologie optimum de traitement thermique des aciers 18MoCN 13 et 21 TMC 12 dans des fours du type SUPER ALL-CASE.

- BOT, D. Studiul tratamentului termic al coroanelor pentru universale de strung de $\varnothing$ 160 și $\varnothing$ 200, executate din oțel 15 MoMC 12 203
- Study of Hardening of Gear Bend for Lathe Clutch $\varnothing$ 160 and $\varnothing$ 200 made by 15 MoMC 12 Steel
- Untersuchungen bezüglich der Wärmebehandlung des Kronenrades von Drehfuttern der Grösse $\varnothing$ 160 und $\varnothing$ 200, aus dem Stahl 15 MoMC 12 gefertigt.
- L'étude du traitement thermique des couronnes pour les mandrins universels du tour de $\varnothing$ 160 et $\varnothing$ 200 exécutés en acier 15 MoMC 12.

- POPA, AL. Cercetări privind tratamentul termic al cămășilor pompelor de extracție din fontă cenușie prin turnare centrifugă. 209
- Researches on Hardening of Bushing Pumps for Petrol Extracting made by Grey Iron by Centrifugal Die Casting.
- Untersuchungen zur Wärmebehandlung der Pumpenbüchsen für Erdölgewinnung, die aus Grauguss durch Schleudergießen hergestellt werden.
- Recherches sur le traitement thermique des enveloppes des pompes pour l'extraction du pétrole brut, fabriquées en fonte grise par coulée centrifuge.

- CODREA, M. Studiul muncii - instrument de organizare științifică a proceselor de muncă - cu aplicație în industria constructoare de mașini. 217

Work Study - an Instrument of Scientific Organization of the Work Processes with Application in Machine Building Industry

Arbeitsstudium - Instrument der wissenschaftlichen Organisierung der Arbeitsvorgänge mit Anwendung in der Maschinenbauindustrie

L'étude du travail - instrument pour l'organisation scientifique des processus de travail - avec applications dans l'industrie de la construction des machines.

OPREI, I., LASCU, I. Aspecte economice ale determinării
mărimii optime a lotului de fabricație în producția
de serie... 225

Economical Aspects of Optimal Size Determination
of the Manufacture Group in the Serial Production.

Wirtschaftliche Gesichtspunkte der Bestimmung der
optimalen Größe des Herstellungslotes in der
Serienproduktion.

Aspects économiques de la détermination de la ^{ation} gran-
deur optimum ^{um} du lot de fabrication dans la production
en série.

MODELAREA MATEMATICA A CARACTERISTICILOR DE PUTERE
SI CUPLU LA MOTOARELE CU ARDERE INTERNA

Dr.ing.Gh.Pereş,şef lucr.la Universitatea din Braşov ;
Dr.ing.Gh.Radu ,şef lucr.la Universitatea din Braşov.

Cunoaşterea apriorică a curbelor de putere şi de cuplu pentru un motor în faza de proiectare este un lucru foarte important deoarece aceasta permite aprecierea performanţelor autovehiculului,dimensionarea transmisiei şi cercetarea fenomenelor dinamice,care apar în timpul exploatării autovehiculelor.

În prezent,curba puterii motorului se aproximează cu o funcţie de gradul 3 de forma [3] :

$$P_e / P_n = \sum_{i=1}^3 \alpha_i (n/n_n)^i, \quad (1)$$

unde: P_e -puterea efectivă la turaţia curentă n ; P_n -puterea nominală la turaţia nominală n_n ; α_i -constante a căror valoare se determină funcţie de tipul motorului.

Astfel pentru motoarele cu aprindere prin scînteie:

$$\alpha_1 = \frac{3-4c}{2(1-c)} ; \alpha_2 = \frac{2c}{2(1-c)} ; \alpha_3 = \frac{-1}{2(1-c)} \quad (2)$$

unde : $c = n_M/n_n$, iar n_M - turaţia momentului maxim .

Pentru motoarele Diesel coeficienţii α_i au valori prestabile funcţie de procedeul de injecţie, pentru injecţia directă aceştia avînd valorile propuse de Lederman [3] : $\alpha_1=0,5$; $\alpha_2=1,5$; $\alpha_3=-1$.

Prin analogie cu ecuaţia(1) ,curba cuplului are forma:

$$M_e / M_n = \sum_{i=1}^3 \alpha_i (n/n_n)^{i-1}. \quad (3)$$

Practica arată că în condiţiile actuale, cu motoare comprimate şi mai turate, relaţiile (1)şi(3) sînt nesatisfăcătoare (mai ales la motoarele Diesel),curbele astfel obţinute aproximînd destul de relativ caracteristicile obţinute experimental,cu care se confundă numai la turaţia nominală;la turaţii mai mici abaterile sînt din ce în ce mai mari(fig.1 şi 2).

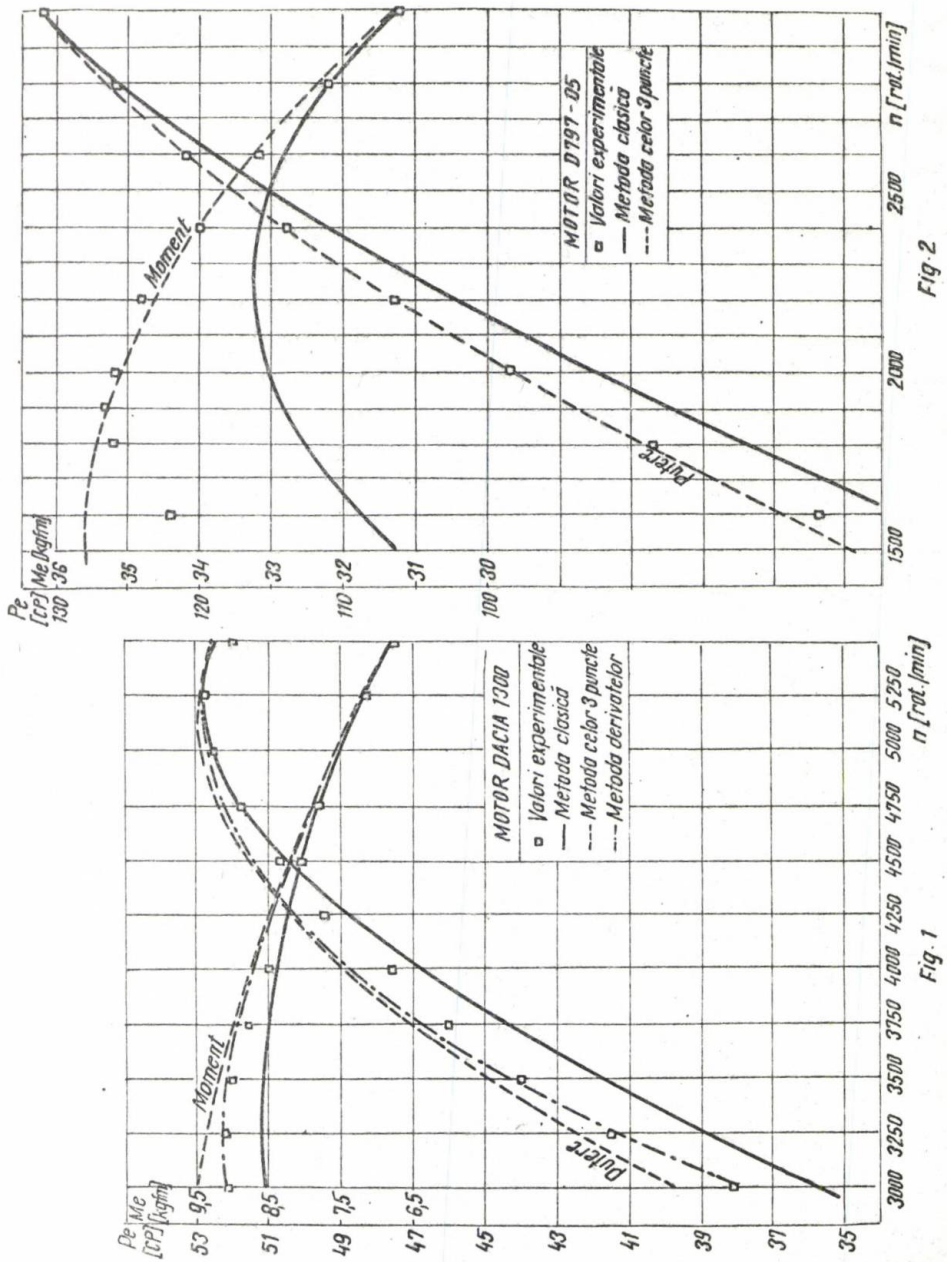


Fig. 2

Fig. 1

În fig. 1 și 2 curbele obținute conform ecuațiilor (1) și (3) sînt trasate cu linie continuă.

Pentru a apropia curbele puterii și cuplului de realitate s-au determinat coeficienții α_i , punînd condițiile ca curba puterii să treacă prin valori cunoscute la turațiile n_M , n_n și turația intermediară n_2 unde puterea are valoarea Pe_2 .

Notînd: $p_1 = Pe_M/P_n$; $p_2 = Pe_2/P_n$; $a_1 = n_M/n_n$; $a_2 = n_2/n_n$ și Pe_M - puterea la turația n_M se obține sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = 1 ; \\ a_1 \alpha_1 + a_1^2 \alpha_2 + a_1^3 \alpha_3 = p_1 ; \\ a_2 \alpha_1 + a_2^2 \alpha_2 + a_2^3 \alpha_3 = p_2 , \end{cases} \quad (4)$$

cu rădăcinile : $\alpha_1 = \Delta\alpha_1/\Delta$; $\alpha_2 = \Delta\alpha_2/\Delta$; $\alpha_3 = \Delta\alpha_3/\Delta$,

unde: $\Delta\alpha_1 = (a_1^2 - p_1)(a_2^3 - p_2) - (a_1^3 - p_1)(a_2^2 - p_2)$;

$\Delta\alpha_2 = (a_1^3 - p_1)(a_2 - p_2) - (a_1 - p_1)(a_2^3 - p_2)$;

$\Delta\alpha_3 = (a_1 - p_1)(a_2^2 - p_2) - (a_1^2 - p_1)(a_2 - p_2)$;

$\Delta = a_1 a_2 (a_1 - 1)(a_2 - 1)(a_2 - a_1)$.

În tabelul 1 se prezintă valorile coeficienților α_1 , α_2 și α_3 calculate cu relațiile (2) și după Lederman (coloana A) și calculate ca rădăcini ale sistemului de ecuații 4 (coloana B).

Motor	Coef.	A	B
96-L3	α_1	0,834	1,000
	α_2	1,331	1,000
MAS	α_3	-1,156	-1,000
193 V6	α_1	0,333	0,782
	α_2	2,333	1,276
MAS	α_3	-1,666	-1,058
DACIA 1300	α_1	0,687	1,252
	α_2	1,624	0,600
MAS	α_3	-1,312	-0,852
DACIA 1100	α_1	0,737	1,293
	α_2	1,525	0,464
MAS	α_3	-1,262	-0,757
SR 211	α_1	0,833	0,796
	α_2	1,332	1,106
MAS	α_3	-1,166	-0,902
D 797-05	α_1	0,5	0,996
	α_2	1,5	0,560
MAC	α_3	-1	-0,556
D 2156	α_1	0,5	0,061
	α_2	1,5	3,058
MAC	α_3	-1	-2,119

Diferențele sensibile

care se observă sînt sesizabile și în fig. 1 și 2,

unde curbele trasate cu

coeficienții găsiți după

metoda prezentată (curbele

cu linie întreruptă) aproapează, mult mai bine,

mai ales în cazul motorului Diesel D 797-05, ca

racteristicile experimentale.

Această metodă propu-

să are neajunsul că în general nu se cunoaște a-

pric puterea la turația

cuplului maxim și nici la

o turație intermediară; pe

de altă parte, curba cuplu-

lui aproximată astfel este satisfăcătoare numai în domeniul de funcționare stabilă a motorului (între n_M și n_n).

Din aceste considerente propunem în continuare o altă metodă care admite pentru putere și cuplu următoarele relații:

$$\begin{aligned} P_e &= \alpha_1 x^3 + \alpha_2 x^2 + \alpha_3 x + \alpha_4; \\ M_e &= \alpha_1 x^2 + \alpha_2 x + \alpha_3 + \frac{\alpha_4}{x}; \end{aligned} \quad (5)$$

unde:
$$x = \frac{\pi \cdot n}{30}.$$

Acceptarea, pentru expresia cuplului, a unei funcții de gradul 2 de turație este total justificată întrucît rezistențele aerodinamice din admisie, ca și rezistențele datorate eforturilor masice ale ambielajului variază cu pătratul turației.

Pentru a găsi valorile coeficienților, se pun condițiile ca la turațiile n_M și n_n cuplul și puterea să aibă valorile M_{max} respectiv P_n , iar derivata I-a a cuplului și derivata I-a a puterii să se anuleze în punctele n_M , respectiv n_n .

Rezolvarea sistemului de ecuații(6) astfel obținut s-a făcut utilizînd metoda Gauss [2], pentru care s-a scris un program de calcul în limbaj Basic.

$$\begin{aligned} \alpha_1 x^3 + \alpha_2 x^2 + \alpha_3 x + \alpha_4 &= P_n; \\ \alpha_1 x^2 + \alpha_2 x + \alpha_3 + \frac{\alpha_4}{x} &= M_{max}; \\ 3\alpha_1 x^2 + 2\alpha_2 x + \alpha_3 &= 0; \\ 2\alpha_1 x + \alpha_2 - \frac{1}{x^2} \alpha_4 &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Rulînd programul pentru motorul Dacia 1300 s-au obținut rezultatele: $\alpha_1 = 2.10^{-4}$; $\alpha_2 = -0,5101$; $\alpha_3 = 359,5852$; $\alpha_4 = -41557,195$. Cu aceste date s-au trasat curbele de putere și cuplu (cu linie punctată) în fig.1.

Această metodă prezintă la motoarele Diesel erori mari, fiind practic inaplicabilă, deoarece condiția de anulare a derivatei I-a a curbei puterii în punctul n_n nu este reală deoarece punctul de maxim al curbei puterii este eliminat din caracteristica externă datorită regulatorului pompei de injecție.

Un alt aspect interesant îl constituie aproximarea curbelor de putere și cuplu cînd se cunosc cîteva valori experimentale.

Acest lucru se poate face printr-una din metodele de interpolare polinomială. Pe deplin satisfăcătoare au fost rezultatele obținute de autori prin folosirea interpolării polinomiale Lagrange; polinomul Lagrange, de forma [1]:

$$P_n(x) = y_0 g_0(x) + y_1 g_1(x) + \dots + y_n g_n(x), \quad (7)$$

a constituit obiectul unui program scris în limbaj Basic, calculându-se valorile necesare pentru motoarele citate în tabelul 1, și din care spre exemplificare dăm un exemplu în tabela 2.

Tabelul 2

Motor DACIA 1300				Motor D 797			
n [rot/min]	P _e [CP]			n [rot/min]	P _e [CP]		
Val.exp.	Lagrange	Cebîșev		Val.exp.	Lagrange	Cebîșev	
3000	38,1	38,1	38,10	1000	44,5	44,5	44,49
3100		41,48	39,44	1100		43,40	47,71
3250	41,5	41,5	41,48	1200	55,5	55,5	55,57
3400		42,78	43,14	1300		63,92	62,73
3500	44,0	44,0	44,03	1400	68,5	68,5	68,25
3600		44,99	44,82	1500		72,28	72,85
3750	46,0	46,0	45,91	1600	77,0	77,0	77,45
3900		46,88	46,99	1700		82,66	82,54
4000	47,6	47,6	47,71	1800	88,5	88,5	88,04
4250	49,5	49,5	49,40	2000	98,5	98,5	98,63
4400		50,29	50,25	2100		102,62	103,00
4500	50,7	50,7	50,75	2200	106,5	106,5	106,73
4600		51,09	51,19	2300		110,28	110,16
4750	51,8	51,8	51,78	2400	114,0	114,0	113,66
4900		52,43	52,31	2500		117,59	117,43
5000	52,6	52,6	52,59	2600	121,0	121,0	121,19
5100		52,56	52,79	2700		123,17	124,25
5250	52,8	52,8	52,80	2800	126,0	126,0	125,93
5400		53,96	52,39	2900		127,04	126,81
5500	52,0	52,0	51,99	3000	131,0	131,0	131,0

O metodă mai evoluată și mai rapidă constă în utilizarea polinoamelor Cebîșev, [4] bazate pe metoda celor mai mici pătrate, care permite și stabilirea ecuației curbilor approximate.

Programul, scris în limbaj Basic, este prezentat în fig.3, rezultatele obținute pentru motorul Dacia 1300 și D 797-05 fiind înscrise parțial în tabelul 2. Menționăm că valorile intermediare au fost calculate după Lagrange și Cebîșev cu un pas de 50 rot/min.

Relațiile de calcul prezentate în literatura de specialitate nu mai sînt de actualitate în condițiile motoarelor turate și mai comprimate.

Pentru motoarele cu aprindere prin scînteie se recomandă, în aceste condiții, utilizarea relațiilor (6) pentru determinarea valorilor coeficienților α_i , folosind în acest scop programul de rezolvare bazat pe metoda Gauss. (Metoda derivatelor).

Pentru motoarele cu aprindere prin compresie se recomandă utilizarea sistemului (4) pentru găsirea coeficienților,

```

10 REM POLINOM CEBISEV PERA
20 DIM S1(21),S(21),C(21),H(21),H1(21),P(21,23),X(23),Y(23),U(23),
30 FOR I=1 TO 7
40 INPUT "X(1)",X(1):INPUT "HO",HO:INPUT "N",N
50 FOR K=2 TO N:X(K)=X(K-1)+HO
60 NEXT K: N1=N-2
70 FOR K=1 TO N:INPUT "Y(K)",Y(K):NEXT K
80 X1=(X(1)+X(N))/2
90 FOR K=1 TO N:U(K)=(X(K)-X1)/HO:P(1,K)=1.0:P(2,K)=U(K)
100 NEXT K:H(1)=N:FOR J=2 TO N1
110 H(J)=H(J-1)*((J-1)+2)*(N+2-(J-1)+2)/(4*(4*(J-1)+2-1))
120 H1(J)=H(J)/H(J-1):NEXT J:K1=N1-1
130 FOR J=2 TO K1:FOR K=1 TO N
140 P(J+1,K)=U(K)*P(J,K)-P(J-1,K)*H(J)/H(J-1)
150 NEXT K:NEXT J
160 FOR J=1 TO N1:C1=0:FOR K=1 TO N:C1=Y(K)*P(J,K)+C1
170 NEXT K:C(J)=C1/H(J):NEXT J:S(1)=0.0
180 FOR K=1 TO N:S(1)=S(1)+(Y(K)-C(1))+2:S(1)=S(1)/(N-1):NEXT K
190 FOR J=2 TO N1:S(J)=S(J-1)-C(J)*C(J)*H(J)
200 S1(J)=S(J)/(N-J):S0=ABS(S1(J)-S1(J-1))
210 IF S0 <= 3E-8 THEN 230
220 NEXT J:J1=N:GOTO 240
230 J1=J-1
240 SELECT PRINT 215(80)
250 PRINT HEX(OE):PRINT "TABELUL CU REZULTATE"
260 PRINTUSING 270
270 % *****
280 PRINTUSING 290
290 % * J * C(J) * H(J) * H1(J) * S(J) * S1(J) *
300 PRINTUSING 270
310 FOR J=1 TO J1:PRINTUSING 320,J,C(J),H(J),H1(J),S(J),S1(J)
320 % ### ###.###+###.###+###.###+###.###+###.###+###
330 NEXT J
340 PRINTUSING 270
350 P1(1)=1:H1=50
360 FOR X=X(1) TO X(N) STEP H1
370 U=(X-X1)/HO:P1(2)=U
380 Y=C(1)*P1(1)+C(2)*P1(2):J2=J1-1
390 FOR J=2 TO J2
400 P1(J+1)=U*P1(J)-H(J)*P1(J-1)/H(J-1)
410 Y=Y+C(J+1)*P1(J+1)
420 NEXT J:P=Y:M=716.2*P/X
430 PRINTUSING 440,X,P,M
440 % N=#####.## P=#####.## M=#####.##
450 NEXT X
452 FOR K=1 TO 21:S1(K)=0:S(K)=0:H(K)=0:NEXT K
454 FOR J=1 TO 21:FOR K=1 TO 23:P(J,K)=0:NEXT K:NEXT J
456 FOR K=1 TO 23:X(K)=0:Y(K)=0:U(K)=0:NEXT K
460 NEXT I
470 END

```

Fig.3

precizînd că rezultatele sînt în concordanță cu realitatea pe por iunea de func ionare stabilă a motorului. (Metoda celor 3 puncte).

 n cazul c nd se cunosc valori experimentale ale curbei puterii se poate utiliza cu deosebit succes programul de calcul bazat pe polinoamele Ceb şev, cu avantajele pe care le prezintă această metodă [4] .

Bibliografie

- [1] DANCEA, I. Programarea calculatoarelor numerice .Cluj, Editura Dacia , 1973.
- [2] GEORGESCU, H.  i BISCA, I. Programe  n Fortran. București , Editura didactică  i pedagogică 1973.
- [3] MARDARESCU, R.  . a. Motoare pentru automobile  i tractoare. București, Editura didactică  i pedagogică , 1968 .
- [4] RUSIMSKI, E. Prelucrarea matematică a datelor experimentale. București, Editura tehnică , 1974 .

PERES, GH., RADU, GH.

MODELAREA MATEMATICA A CURBELOR DE PUTERE SI
CUPLU PENTRU MOTOARELE CU ARDERE INTERNA

Rezumat

In lucrare sînt prezentate cîteva metode bazate pe utilizarea calculatoarelor numerice, pentru modelarea matematică a curbelor de putere și cuplu ale motoarelor cu ardere internă.

Rezultatele experimentale pe calculator sînt comparate cu valorile experimentale, făcîndu-se recomandări pentru utilizarea celor mai adecvate modele matematice de descriere a parametrilor menționați.

MODELAGE MATHEMATIQUE DES COURBES DE LA PUISSANCE
ET DU COUPLE POUR LES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE

Résumé

Dans l'ouvrage on présente quelques méthodes fondées sur l'utilisation des calculateurs pour le modelage mathématique des courbes de la puissance et du couple pour les moteurs .

Les résultats obtenus à l'aide du calculateur sont comparés avec les valeurs expérimentales ; on fait aussi des recommandations sur l'utilisation des modèles mathématiques les plus adéquats pour décrire les paramètres mentionnés .

CONTRIBUTII LA STUDIUL ECHILIBRĂRII MOTORULUI CU CINCI CILINDRI ÎN LINIE

Dr.ing.DAN ABAITANCEI, prof. la Universitatea din Braşov;
Ing.ANGHEL CHIRU, asistent la Universitatea din Braşov.

1. Introducere

Studiul echilibrului unui motor prezintă un deosebit interes în cadrul general al dinamicii deoarece vibraţiile provocate de neechilibrarea motorului, condiţionează însăşi posibilitatea de utilizare a acestora. În cazul motoarelor cu număr impar de cilindri, cunoştinţele sînt mai restrînse, dat fiind şi cadrul mai limitat de utilizare a unor astfel de motoare. De aceea prin lucrarea de faţă se urmăreşte completarea cunoştinţelor existente în domeniul echilibrării pentru motorul cu cinci cilindri în linie prin studiul celor mai generale, cu indicarea soluţiilor de echilibrare pentru fiecare caz analizat. Se face în acelaşi timp o analiză comparativă a diferitelor soluţii, care să permită stabilirea variantei optime.

2. Dezechilibrele motorului şi obiectivele echilibrării

Principalele dezechilibre ale motorului cu ardere internă cu piston, sînt produse de următoarele forţe şi momente: forţele de inerţie a maselor cu mişcare de translaţie F_j ; forţele de inerţie a maselor cu mişcarea de rotaţie F_r ; momentele acestor forţe.

Forţa de inerţie F_j pentru mecanismul biela-manivelă axat se poate exprima în forma generală prin relaţia:

$$F_j = C_1 \cos \alpha + C_2 \cos 2\alpha + C_4 \cos 4\alpha + \dots + C_p \cos p\alpha, \quad (1)$$

sau,

$$F_j = F_I + F_{II} + F_{IV} + \dots + F_p, \quad (2)$$

unde: $C = -m_j r \omega^2$ şi $p=1, 2, 4, 6, \dots$; m_j este masa pieselor cu mişcare de translaţie; r este raza manivelei, iar ω este viteza unghiulară.

Forţa de inerţie a maselor cu mişcare de rotaţie are expresia:

$$F_r = -m_r r \omega^2, \quad (3)$$

Pentru studiul care urmeaza se propun următoarele obiective: stabilirea dispunerii manivelor care conduc la cel mai bun echilibraj; precizarea forțelor și momentelor care pot fi echilibrate prin contragreutăți; stabilirea contragreutăților.

3. Echilibrarea forțelor de inerție

Pentru a obține decalajul uniform al aprinderilor, manivelele se vor dispune în jurul axei de rotație la un decalaj unghiular $\gamma = 360^\circ/5 = 72^\circ$ MAG. În această situație, forțele de inerție a maselor cu mișcare de rotație F_r se echilibrează reciproc.

Ținând seama de expresia (2) a forței de inerție termenii care rămân neechilibrați sînt precizați de relația:

$$p = 2ki, \quad (5)$$

indicată în lucrarea [1], unde i este numărul de cilindri, iar $k=1, 2, 3, 4, \dots$

Pentru $i=5$, $p=10k$, de unde pentru diversele valori ale lui k , rezultă $p=10, 20, 30, \dots$

Concluzii. Deoarece forțele de inerție a maselor cu mișcare de rotație se echilibrează reciproc iar amplitudinile primilor termeni ai forțelor de inerție a maselor cu mișcare de translație, care mai rămîn (orainul 10, 20, 30...), sînt extrem de mici, motorul este foarte bine echilibrat din punctul de vedere al forțelor de inerție.

4. Echilibrarea momentelor forțelor de inerție

4.1. Echilibrarea momentelor forțelor de inerție a maselor cu mișcare de translație

Deoarece numărul de cilindri este impar, nu se poate echilibra momentul exterior al nici unui termen al forțelor F_j , dacă aprinderile sînt uniform repartizate și distanțele între cilindri consecutivi egale. Problema se pune să se stabilească acea soluție de arbore cotit la care se obțin cele mai mici momente externe. După [1], această soluție corespunde regulii: manivelele se distribuie astfel încît, la motorul în patru timpi, se aprinde mai întîi amestecul din cilindrul cu număr de ordine impar în succesiune crescătoare și apoi amestecul din cilindrul cu număr de ordine par în succesiune descrescătoare.

Astfel pentru cazul studiat ordinea de aprindere ar fi: 1-3-5-4-2-1, numită soluția A. Soluția de arbore cotit corespunzătoare este arătată în fig. 1.

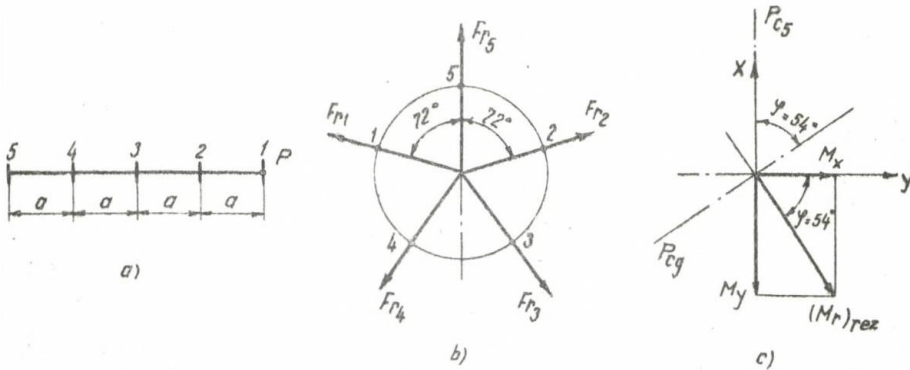


Fig. 1 - Schema pentru calculul momentelor forțelor de inerție

Trebuie observat ca la această ordine de aprindere, de două ori se succed aprinderile la doi cilindri alăturați: 5-4 și 2-1. Deci lagărele între acești cilindri vor fi mai încărcate.

4.2. Echilibrarea momentelor forțelor de inerție a maselor cu mișcare de rotație

Forțele de inerție a maselor cu mișcare de rotație, produc un moment resultant exterior care poate fi echilibrat cu contragreutați. Posibilitățile de echilibrare se analizează în paragrafele următoare.

5. Stabilirea unor soluții de arbore cotic din condiția încărcării minime a lagărelor

Se considera schema arborelui cotic simbolizat prin numărul cilindrilor: 1-2-3-4-5. Aplicând condițiile ca succesiunile aprinderilor să aiba loc după un interval minim de 2, 3, 4 cilindri, se găsește în final că pot fi reținute: soluția 1-3-5-2-4-1, numită B și soluția 1-4-2-5-3-1, numită C. Dintre acestea se va prefera soluția care asigură cele mai mici momente ale forțelor de inerție.

Alte soluții recomandate în literatura de specialitate sau aplicate la unele construcții existente ar fi: soluția D, cu ordinea 1-2-4-5-3-1, recomandată în [4], [5], și [6], care este aplicată și la motorul UNIC; în lucrările [2] și [3] se recomandă soluția A care a fost prezentată. Se observă că soluția D, este echivalentă cu soluția A, dacă se citește ordinea de aprindere A în sensul invers.

În concluzie, soluțiile posibile care pot fi luate în considerare sînt: A, B, C.

Din analiza echilibrării acestor soluții, se poate aprecia că

soluția A este soluția de compromis convenabilă la care se acceptă o oarecare încărcare a lagărelor cuprinse între manivela 5-4 și 2-1, dar care asigură prin stelașul manivelor cel mai mic moment resultant al forțelor de inerție a maselor cu mișcare de rotație $(M_r)_{rez.} = 0,449 m_j r \omega^2 a$ și al forțelor de inerție de ordinul I al maselor cu mișcare de translație $(M_1)_{rez. max.} = 0,25 m_j r \omega^2 a$

6. Echilibrarea arborelui cotit - soluția A

Se va analiza posibilitatea echilibrării cu contragreutăți a momentului resultant al forțelor de inerție a maselor cu mișcare de rotație.

6.1. Echilibrarea în ansamblu

Se consideră soluția A cu ordinea de aprindere 1-3-5-4-2-1. Forțele F_r sînt egale și dirijate după brațele manivelor corespunzătoare risecării cilindrului. Pentru determinarea momentului resultant se descompun forțele după cele două plane: planul format de exele cilindrului și planul normal pe acesta. Se calculează momentele în raport cu punctul P. Schema de calcul este arătată în fig. 1.

După efectuarea operațiilor se obține că momentul resultant are valoarea $(M_r)_{rez.} = 0,449 F_r a$ și acționează într-un plan (P_{cg}) , care face cu planul P_{o5} al manivelei 5 un unghi de 54° , în sensul de rotație al arborelui cotit.

Schema de echilibrare în ansamblu a acestui moment, se prezintă în fig. 2. Pe prelungirea brațelor la capetele arborelui se montează contragreutățile de masă m_{cg} în planul P_{cg} care să creeze un moment $(M_r)_{cg}$ egal și de sens contrar cu $(M_r)_{rez.}$

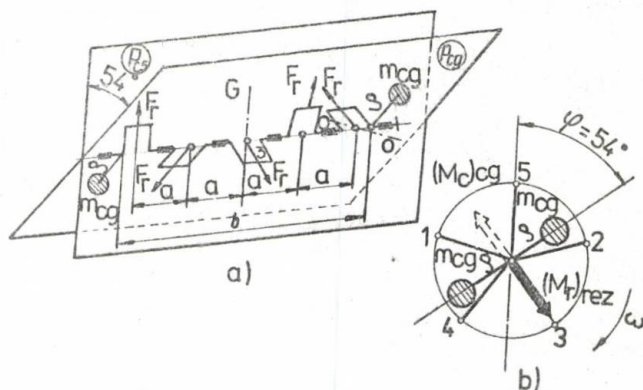


Fig.2 Echilibrarea momentului resultant $(M_r)_{rez}$ în ansamblu

Mărimea contragreutăților se determină din egalitatea

$$(M_r)_{rez} = (M_r)_{cg}, \quad (6)$$

de unde în final rezultă:

$$m_{cg} = 0,449 m_r \frac{r}{s} \frac{a}{b}. \quad (7)$$

În fig.2 este arătată echilibrarea în ansamblu precum și schema de lucru.

6.2. Echilibrarea cot cu cot a arborelui cotit cu contragreuți.

6.2.1. Echilibrarea totală a forțelor F_x .

În cazul echilibrării cot cu cot, momentul extern resultant al forțelor de inerție a maselor cu mișcare de rotație este nul, deoarece se anulează forțele de inerție a maselor cu mișcare de rotație corespunzătoare fiecărei manivele. Echilibrarea completă a forței F_x pentru fiecare manivelă se obține cu două contragreutăți, care se montează pe prelungirea brațelor în sensul opus manetonului, respectind condiția:

$$2m'_{cg} s' \omega^2 = m_r r \omega^2, \quad (8)$$

de unde:

$$m'_{cg} = \frac{1}{2} m_r \frac{r}{s'}. \quad (9)$$

Acest echilibraj are avantajul descărcării complete a lagărelor de acțiune a forțelor de inerție a maselor cu mișcare de rotație. Schema arborelui este arătată în fig.3.

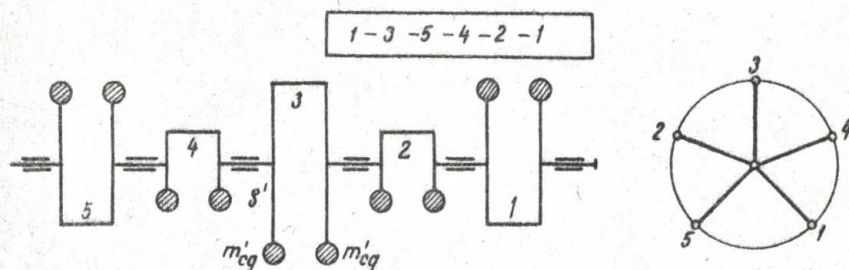


Fig.3. Echilibrarea arborelui cot cu cot

6.2.2. Echilibrarea totală a forțelor F_x și parțială a forțelor F_j

Masa contragreutăților care se atașează pe prelungirea brațelor fiecărui cot se determină din egalitatea:

$$m''_{cg} = \frac{1}{2} (m_r + \frac{1}{2} m_j) \frac{r}{\rho''}. \quad (10)$$

Schema de amplasare este similară cu cea prezentată în fig.3.

Soluția se consideră neacceptabilă din mai multe puncte de vedere: se mărește masa contragreutăților; componentele de ordinul I al forțelor F_j , se echilibrează reciproc, deci practic se pierde

in acest caz efectul pentru care se suplimenta masa contragreutății în cazul motorului monocilindric. Momentul extern al forțelor F_j care rămâne neechilibrat, are o valoare foarte mică (M_I) rez. max. = $0,25 m_j r \omega^2 a$.

6.2.3. Echilibrarea cot cu cot parțial a forțelor F_x și total a momentului rezultat al acestor forțe

În acest caz se obține o descărcare parțială a lagarelor, se echilibrează complet momentul forțelor F_x și se micșorează masa contragreutăților.

Se adoptă soluția care să echilibreze numai jumătate din forța F_x a unui cot. Această condiție se exprimă prin ecuația:

$$F_{cg} = \frac{1}{2} F_r, \quad (11)$$

de unde rezultă:

$$m_1 = \frac{1}{4} m_r \frac{r}{s}. \quad (12)$$

Pe de altă parte, forțele parțiale F_x , care au rămas neechilibrate, creează un moment rezultat ca în cazul prezentat în subcapitolul 6.1. a cărei ecuație este de forma:

$$(M_r)_{rez} = 0,449 \frac{1}{2} m_r r \omega^2 a. \quad (13)$$

Acest moment poate fi echilibrat cu contragreutăți de masă m_2 montate la capetele arborelui avînd expresia:

$$m_2 = 0,449 \frac{1}{2} m_r \frac{r}{s} \frac{a}{b}. \quad (14)$$

Aceste contragreutăți vor trebui montate într-un plan care face un unghi de 54° față de manivela 5.

Deci echilibrarea arborelui se va realiza astfel: pe prelungirea brațelor fiecărui cot se vor monta contragreutăți de masă m_1 la distanța q , cu excepția brațelor extreme; pe aceste brațe se vor monta contragreutăți de masă m_e , la distanța q într-un plan ce face cu planul manivelei 5, unghiul θ (fig. 4)

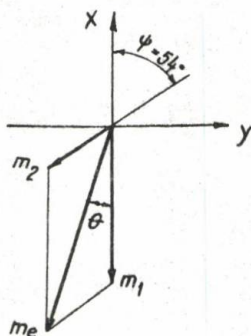


Fig. 4 - Unghiul planului de montare a contragreutăților m_e

Unghiul θ este determinat de planul manivelei 5 și planul în care se află rezultanta forțelor rotative produse de masele contragreutăților:

$$\vec{F}_{me} = \vec{F}_{m1} + \vec{F}_{m2} , \quad (15)$$

sau :

$$\vec{m}_e = \vec{m}_1 + \vec{m}_2 . \quad (16)$$

Tinând seama de proiecțiile componentelor m_1 și m_2 pe axele de coordonate m_{ex} și m_{ey} , rezultă masa de echilibrare:

$$m_e = \sqrt{m_{ex}^2 + m_{ey}^2} , \quad (17)$$

amplasată într-un plan sub unghiul determinat din ecuația:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{m_{ey}}{m_{ex}} . \quad (18)$$

În cazul acestei variante de echilibrare se micșorează masa contragreutăților, însă se acceptă o încărcare suplimentară a lagărelor ceea ce poate fi admisă numai după o verificare a acestora.

Concluzii

Pentru aplicarea practică se recomandă soluția A, care asigură cele mai mici valori ale momentelor forțelor de inerție de ordinul I. Atașarea contragreutăților se poate efectua după soluțiile prezentate la 6.2.1. și 6.2.3. Pentru o primă dimensionare se recomandă echilibrarea oot cu oot expusă la 6.2.1. care asigura cea mai mică încărcare a lagărelor.

BIBLIOGRAFIE

- [1] BARANESCU, G. Teoria echilibrului motoarelor cu ardere internă în linie. Editura Academiei Republicii Socialiste România. București, 1975.
- [2] BUSSIEN, R. Automobilni sprovocinik. Masghiz, Moscova, 1959.
- [3] BIEZENO, C.B., CRAMEL, R., Technische Dynamik Springer, 1971.
- [4] LANG, O.R. Triebwerke schnelllaufender verbrennungsmotoren Springer Verlag. Berlin/Heidelberg New York
- [5] MARDARESCU, R., HOFFMAN, V., ABALTANCEI, D. Motoare pentru automobile și tractoare, București, Ed. didactică și pedagogică, 1968.
- [6] ORLIN, A.S. s.a. Dvigateli vnutrennevo sgorania Tom.II. Masghiz, Moscova, 1962.

ABAITANCEI, D., CHIRU, A.

CONTRIBUTII LA STUDIUL ECHILIBRARII MOTORULUI CU CINCI

CILINDRI IN LINIE

Rezumat

Lucrarea prezintă un studiu referitor la stabilirea și dispunerea în stea a manivelor, soluțiilor optime din punct de vedere al echilibrării.

Se stabilesc, pentru acest caz, posibilitățile de echilibrare a forțelor de inerție și a momentelor acestor forțe.

Acest studiu corespunde pentru motorul cu distanța egale între manivele precum și pentru motorul cu distanțe inegale; în ambele cazuri aprinderile fiind uniform distribuite.

În concluzie, se fac recomandări privind variantele de echilibrare și o prezentare critică de soluții cu aplicabilitate în stabilirea proiectelor și realizarea arborelui cotit.

CONTRIBUTIONS A L'ETUDE DE L'EQUILIBRAGE DU MOTEUR A CINQ

CYLINDRES EN LIGNE

Résumé

Dans cet ouvrage on présente une étude concernant l'établissement de la disposition en étoile des manivelles, solution optimum du point de vue de l'équilibrage.

On établit, en ce cas, la possibilité d'équilibrage des forces d'inertie et des moments de ces forces.

Cette étude concerne la moteur à distances égales entre les manivelles ainsi que le moteur à distances inégales, dans les deux cas l'allumage étant uniformément diffusé.

En conclusion, on fait des recommandations concernant les variantes d'équilibrage et une présentation critique des solutions à appliquer dans l'établissement des projets et la réalisation du vilebrequin.

RIDICAREA ECONOMICITATII AUTOMOBILULUI
PRIN PERFECTIONARI CONSTRUCTIVE

Dr.ing. Marin Untaru, profesor la Universitatea din
Braşov.

Reducerea consumului de combustibili şi de energie constituie, în prezent, un imperativ care preocupă întreaga lume.

Indicii tehnico- economici ai motorului de automobil ca şi consumul de combustibil al automobilului depind în mare măsură de ciclul de funcţionare, care este caracterizat de o serie de pierderi inerente oricărei maşini termice şi de calitatea transmisiei, caracterizată de pierderi datorate frecării şi învingerii rezistenţelor hidrodinamice.

Cantitatea de căldură ce se obţine prin arderea combustibilului nu poate fi transformată în întregime în lucru mecanic util, deoarece conform celui de al doilea principiu al termodinamicii, chiar şi în motorul termic teoretic o parte din această cantitate de căldură se pierde în mediul înconjurător. Evident, în motorul real aceste pierderi sînt mai mari, decît în motorul teoretic.

Randamentul efectiv al motorului cu ardere internă care indică gradul de utilizare generală a căldurii în motor, este dat de relaţia [1] :

$$\eta_e = 1 - \frac{Q_2 + Q_t + Q_m}{Q_1} , \quad (1)$$

în care:

- Q_1 este cantitatea de căldură ce se obţine prin arderea completă a combustibilului ;
- Q_2 - pierderile inevitabile de căldură ale ciclului teoretic, condiţionate de al doilea principiu al termodinamicii;
- Q_t - pierderile suplimentare de căldură ale motorului real (în raport cu motorul teoretic), care principal

pot fi evitate;

Q_m -pierderile suplimentare de căldură echivalente pierderilor mecanice din motor.

Prin urmare, pierderile de căldură ale motorului real constau din pierderile de căldură ale motorului teoretic similar și pierderile suplimentare de căldură și mecanice ale motorului real. Deci, ciclul teoretic trebuie să determine acele valori maximum posibile ale cantității de căldură transformate în lucru mecanic, care ar putea fi obținute într-un motor real pus în condiții optime de desfășurare a fiecărui proces în parte.

În scopul determinării pierderilor de energie atât în motor cât și în transmisia automobilului este necesară introduce reea noțiunii de randament efectiv al automobilului η_a care prin analogie cu randamentul efectiv al motorului, să caracterizeze gradul de utilizare a căldurii în automobilul respectiv.

Dacă randamentul termic al motorului este:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (2)$$

randamentul indicat:

$$\eta_i = 1 - \frac{Q_2 + Q_t}{Q_1} = \eta_t - \frac{Q_t}{Q_1}, \quad (3)$$

iar randamentul efectiv:

$$\eta_e = 1 - \frac{Q_2 + Q_t + Q_m}{Q_1} = \eta_i - \frac{Q_m}{Q_1}, \quad (4)$$

atunci, evident, randamentul efectiv al automobilului poate fi exprimat prin relația [2] :

$$\eta_a = 1 - \frac{Q_2 + Q_t + Q_m + Q_{tr}}{Q_1} = \eta_e - \frac{Q_{tr}}{Q_1}, \quad (5)$$

în care:

Q_{tr} sînt pierderile suplimentare de căldură echivalente pierderilor mecanice în transmisia automobilului.

Interdependența dintre randamentele motorului și randamentul efectiv al automobilului poate fi stabilită în felul următor:

-randamentul efectiv al motorului:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m; \quad (6)$$

-randamentul efectiv al automobilului:

$$\eta_a = \eta_e \cdot \eta_{tr} = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{tr}, \quad (7)$$

unde:

η_m este randamentul mecanic al motorului;

η_{tr} - randamentul mecanic al transmisiei automobilului.

Consumul de combustibil al automobilului pentru 100 km .
parcurși se poate determina cu ajutorul relației:

$$Q = \frac{\mathcal{L}_e \cdot P_e}{10 \cdot \gamma \cdot V_a} , \quad l / 100 \text{ km} , \quad (8)$$

în care:

$\mathcal{L}_e$ este consumul specific de combustibil al motorului, g/CP.h;

P_e - puterea efectivă a motorului , CP;

γ - greutatea specifică a combustibilului, g/cm³;

V_a - viteza automobilului, km/h .

Tinând seama că:

$$P_e = \frac{P_R}{\eta_{tr}} , \quad (9)$$

Se obține:

$$Q = \frac{\mathcal{L}_e \cdot P_R}{10 \cdot V_a \cdot \gamma \cdot \eta_{tr}} , \quad l / 100 \text{ km} , \quad (10)$$

unde:

P_R este puterea transmisă la roțile automobilului ;

η_{tr} - randamentul mecanic al transmisiei automobilului.

La un regim constant de deplasare pe drum orizontal ($\alpha=0$, $V_a=\text{const.}$) puterea transmisă la roțile automobilului se utilizează la învingerea rezistențelor de rulare P_r și la învingerea rezistenței aerului P_a :

$$P_R = P_r + P_a , \quad (11)$$

sau:

$$P_R = \frac{f \cdot G_a \cdot V_a}{270} + \frac{KS \cdot V_a^3}{3500} , \quad \text{CP} , \quad (12)$$

în care:

f este coeficientul de rezistență la rulare,

G_a - greutatea totală a automobilului ,

KS - factorul aerodinamic al automobilului.

Înlocuind această expresie în relația 10, se obține:

$$Q = \frac{\mathcal{L}_e}{2700 \cdot \gamma \cdot \eta_{tr}} \left(f G_a + \frac{KS \cdot V_a^2}{3,6^2} \right) , \quad l / 100 \text{ km} . \quad (13)$$

Dacă se fac mai departe și înlocuirile:

$$\mathcal{L}_e = \frac{632}{h_u \cdot \eta_e} \quad \text{și} \quad \eta_{tr} = \frac{\eta_a}{\eta_e} ,$$

rezultă:

$$Q = \frac{632}{2700 \cdot h_u \cdot \gamma \cdot \eta_a} \left(f G_a + \frac{KS \cdot V_a^2}{3,6^2} \right) , \quad l / 100 \text{ km} . \quad (14)$$

Pentru automobilele cu motoare cu aprindere prin scînteie se poate adopta:

$$h_u = 10550, \text{ kcal/kg și } \gamma = 0,745 \text{ g/cm}^3$$

și atunci , în ultimă instanță:

$$Q = \frac{3 \cdot 10^{-5}}{\eta_o} \left(f G_o + \frac{K \delta \cdot V_o^2}{13} \right) , \quad l/100 km . \quad (15)$$

Analizînd această expresie se poate vedea că ridicarea randamentului efectiv al automobilului determină o îmbunătățire a economicității de combustibil a acestuia.

Una din posibilitățile existente în acest sens constă în perfecționarea sistemului de răcire a motorului prin realizarea unei răcirii mai intense a chiulasei decît a blocului cilindrilor (răcirea diferențiată) obținută cu ajutorul a două circuite de răcire independente, care permit menținerea unor temperaturi optime în zonele cu solicitări termice mult diferite și influențează reducînd pierderile suplimentare de căldură ale motorului real, după cum se observă din bilanțul termic prezentat în fig.1.

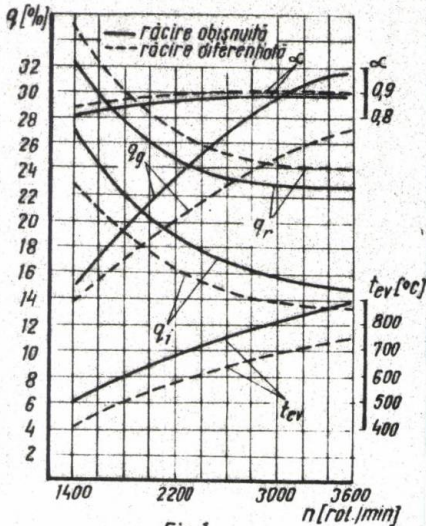


Fig.1

Astfel, la răcirea diferențiată pierderile de căldură în lichidul de răcire q_r cresc în comparație cu cele ale motorului cu răcire obișnuită , datorită faptului că scăderea temperaturii lichidului (45° - 50° C în chiulasă și 90° C în bloc) duce la intensificarea transmisiei de căldură în mediul de răcire, dar pierderile de căldură cu gazele de evacuare q_g se micșorează mult , datorită scăderii temperaturii lichidului de răcire și a gazelor de evacuare t_{ev} care determină reducerea disociației

în timpul arderii și micșorarea căldurii specifice a produselor de ardere. Totodată la răcirea diferențiată compoziția amestecului carburant poate fi sărăcită într-o oarecare măsură ca urmare a tendinței mai reduse spre detonație ceea ce face posibilă funcționarea cu exces de aer α mai mare și deci pierderile datorite arderii incomplete a combustibilului q_i sînt mai reduse decît la motorul cu răcire obișnuită.

Evident, toate aceste schimbări influențează asupra randamentului efectiv al motorului η_e și al automobilului η_o și se

reflectă în economicitatea automobilului, după cum se arată în Fig.2 în care este prezentată caracteristica economică a unui automobil echipat cu ambele sisteme de răcire.

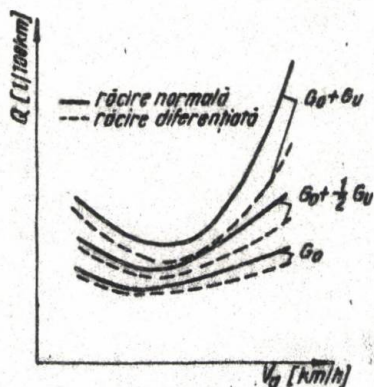


Fig.2

Se observă că la toate vitezele de deplasare și la toate sarcinile economicitatea automobilului cu răcire diferențiată este mai bună decât în cazul răcirii obișnuite.

Rezultatele prezentate justifică utilizarea sistemului de răcire diferențiată chiar în cazul necesității unor cheltuieli suplimentare, legate de trecerea de la un sistem la altul, avînd în vedere faptul că aceeași se poate realiza fără efor-

turi prea mari.

Bibliografie

- [1] LENIN, I.M. Teoria avtomobilnih dvigatelei, Maghiz, Moskva, 1958.
- [2] UNTARU, M. Construcția și calculul automobilelor, Editura tehnică, București, 1974.

UNTARU, M.

RIDICAREA ECONOMICITATII AUTOMOBILULUI PRIN
PERFECTIONARI CONSTRUCTIVE

Rezumat

In lucrare sînt analizate posibilitățile obținerii creșterii economicității automobilului prin utilizarea răcirii diferențiate a motorului și prin perfecționări constructive.

L'AUGMENTATION DES INDICES ECONOMIQUES DE
L'AUTOMOBILE PAR DES MODIFICATIONS DE LA
CONSTRUCTION

Résumé

On passe en revue les possibilités d'augmentation des indices économiques de l'automobile, obtenue par le refroidissement différencié du moteur et par des modifications de la construction.

DEPENDENTA SOLICITARILOR DINAMICE DIN TRANSMISIA
AUTOVEHICULELOR DE CONDITIILE DE EXPLOATARE SI
DE PARTICULARITATILE LOR CONSTRUCTIVE

Dr.ing.Gh.Peraş,şef.lucr.la Universitatea din Braşov;
Dr.ing.N.Seitz,conferenţiar la Universitatea din Braşov;
Ing.T.Ioniţă,cercetător la I.C.P.A.T.-Braşov;
Ing.C.Olteanu,cercetător la I.C.P.A.T.-Braşov;
Ing.D.Klein ,cercetător la I.C.P.A.T. -Braşov.

Solicitările dinamice din transmisile autovehiculelor depind de un număr mare de factori constructivi şi de exploatare. După cum este cunoscut transmisile autovehiculelor sînt supuse regimurilor dinamice tranzitorii şi dinamice stabilizate de solicitare.Cel mai greu regim dinamic tranzitoriu îl constituie pornirile de pe loc a autovehiculelor.Acest regim de solicitare depinde foarte mult de factorul subiectiv, care în cazul transmisiiilor mecanice este caracterizat de modul de cuplare al ambreiajului principal ,de coeficientul de rezervă al acestuia şi modul de acţionare a motorului,ce echipează autovehiculul considerat. S-a constatat că factorul subiectiv joacă un rol important şi în ceea ce priveşte nivelul solicitărilor dinamice chiar şi în cazul transmisiiilor echipate cu cutii de viteze hidrodinamice.

Pe de altă parte condiţiile de drum, în care se realizează deplasarea autovehiculului şi particularităţile constructive ale transmisiiilor sînt factori importanţi de care depinde nivelul de solicitare al acestora, în toate regimurile de exploatare.

Avînd în vedere cele de mai sus scopul lucrării este de a evidenţia influenţa tuturor acestor factori asupra solicitărilor dinamice din transmisile autovehiculelor şi de a prezenta modalităţi de apreciere statistică a acestor solicitări, atunci cînd este necesar.

Pentru studiul solicitărilor dinamice este util să se de-

termine colective de solicitări [2]. Procesele de clasificare actuale (cca 8 variante) pot fi reduse la 3 principii de bază și anume: variabila reprezintă valori extreme; depășește anumite nivele stabilite anterior sau variabila determină un domeniu [1].

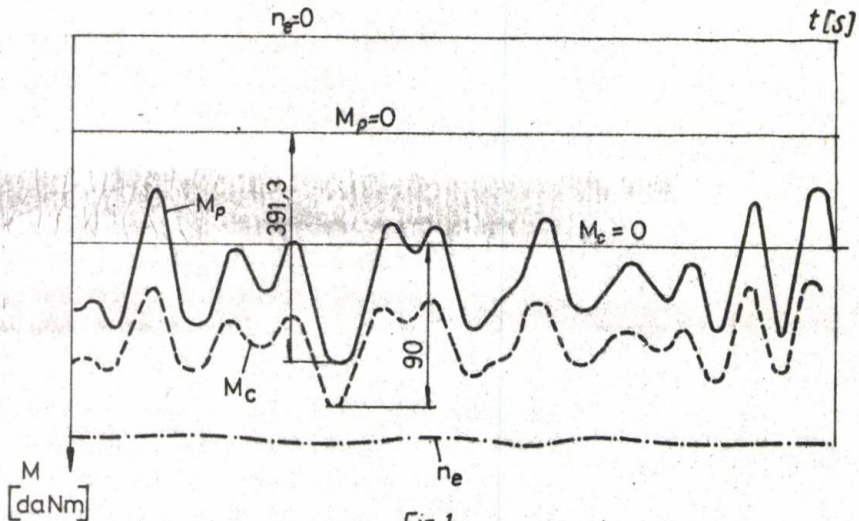


Fig. 1

Utilă se arată pentru practică mai ales pentru raționalizarea încercărilor dar și a lucrărilor de proiectare stabilirea unor spectre de solicitări specifice și care pot fi "asamblate" atât calitativ cât și cantitativ în diverse spectre care caracterizează anumite condiții de exploatare specifice și pot da în final lămuriri și asupra fiabilității produsului în diferite condiții de exploatare.

Cercetările experimentale s-au realizat pe autobuzul urban ROMAN 112 UD echipat o dată cu o cutie de viteze mecanică în trepte (S4-80) și apoi cu o cutie de viteze hidromecanică (tip PRAGA 2 M-70). Programul de încercări și într-un caz și în celălalt a cuprins: porniri cu diverse regimuri de acționare ale motorului și cu diverse ritmuri de cuplare ale ambreiajului; schimbarea treptelor de viteze de la cele inferioare spre cele superioare și invers; rularea cu viteze diferite pe drumuri de două categorii (șosea acoperită cu asfalt și șosea acoperită cu piatră de râu și denivelări pronunțate și frînarea cu motorul în cazul cutiei de viteze mecanice în trepte.

În vederea determinării solicitărilor dinamice din transmisia autobuzului menționat, în conformitate cu programul de

cercetare stabilit, s-a folosit metoda electro-tensometrică de măsurare și înregistrare. În felul acesta s-au obținut oscilograme-

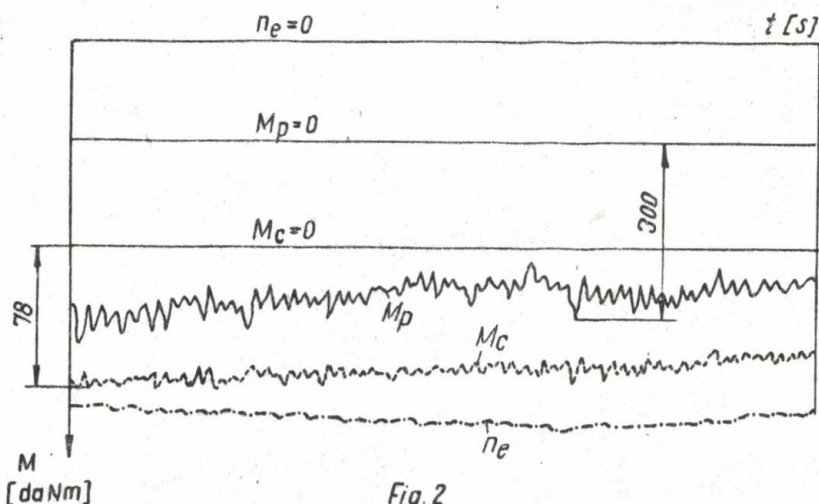


Fig. 2

le corespunzătoare regimurilor de încercare stabilite prin programul de cercetare.

Influența stării drumului asupra solicitărilor dinamice din transmisie, la deplasarea în regim stabilizat, rezultă din compararea oscilogramelor din figurile 1 și 2, obținute în cazul cutiei de viteze hidromecanice. Curbele din figura 1 corespund deplasării pe șosea acoperită cu piatră de râu și denivelări pronunțate, iar cele din figura 2 corespund deplasării pe șosea asfaltată. La un regim de viteză apropiat se observă că în primul caz sînt mai mari amplitudinile momentelor de torsiune M_c și M_p față de cazul șoselei asfaltate, în care caz sînt mai mari frecvențele de variație a acestor momente. Mărimea sarcinilor dinamice din transmisie trebuie să se coreleze cu duratele de deplasare pe drumurile respective și viteza autovehiculului. În cazul unor viteze mari la deplasarea pe drumuri accidentate, după cum rezultă și din figura 1, se poate ajunge la vîrfuri foarte mari de solicitare a transmisiei.

Comparînd între ele curbele de variație a momentelor M_c și M_p din figurile 3 și 4 se evidențiază influența tipului de cutie de viteze asupra solicitărilor dinamice din transmisia cardanică și puntea motoare. Aceste elemente ale transmisiei s-au păstrat neschimbate în timpul probelor. S-a constatat că în cazul cutiei de viteze hidromecanice (figura 3) chiar la cele mai se -

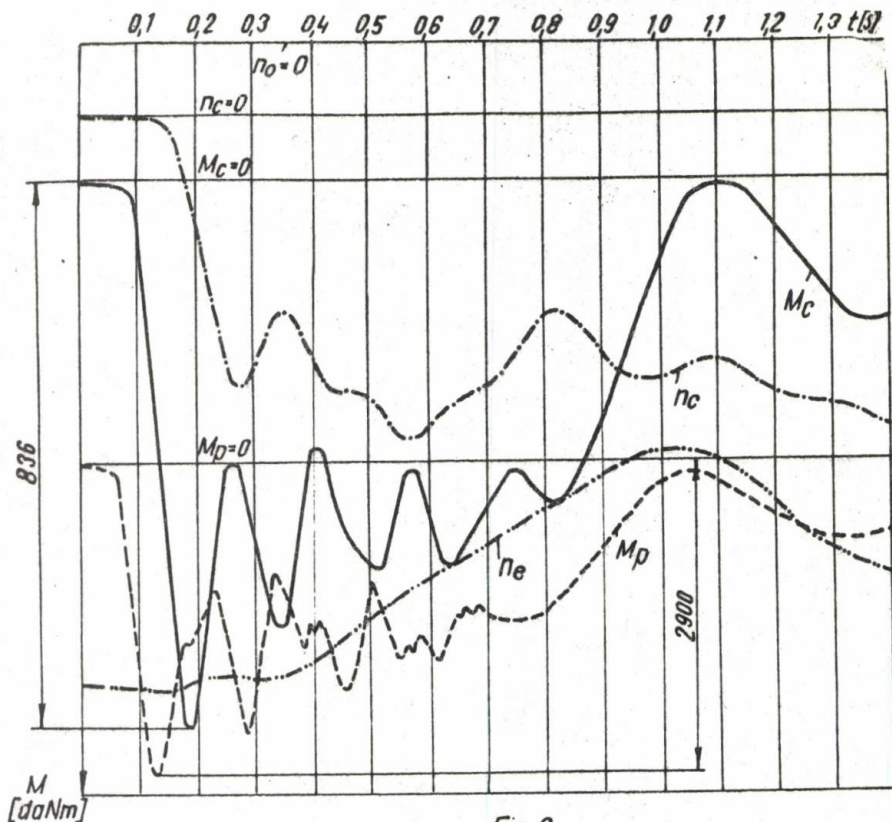


Fig. 3

vere regimuri de pornire, momentul de torsiune M_c nu depășește 625 daNm, iar momentul M_p nu depășește 1970 daNm. La cutia de viteză mecanică momentul de torsiune M_c a ajuns la valori de 836 daNm, iar M_p la 2900 daNm; aceasta în cazul unei porniri bruște, la care patinarea ambreiajului se încheie după circa 1,3 secunde. În cazul cu -
tiei de viteze mecanice momentul de torsiune maxim al motorului redus la arborele cardanic ajunge la 300 daNm. Rezultă deci că o cutie de viteze hidromecanică asigură o mai bună protecție a ele -
mentelor transmisiei împotriva suprasarcinilor.

Influența factorului subiectiv asupra solicitărilor dinamice din transmisie rezultă din figura 5. În această figură s-au re -
prezentat valorile maxime ale momentelor de torsiune M_c și M_p în funcție de timpul t_c de cuplare efectivă a ambreiajului în cazul cutiei de viteze mecanice. Timpul t_c reprezintă durata în care

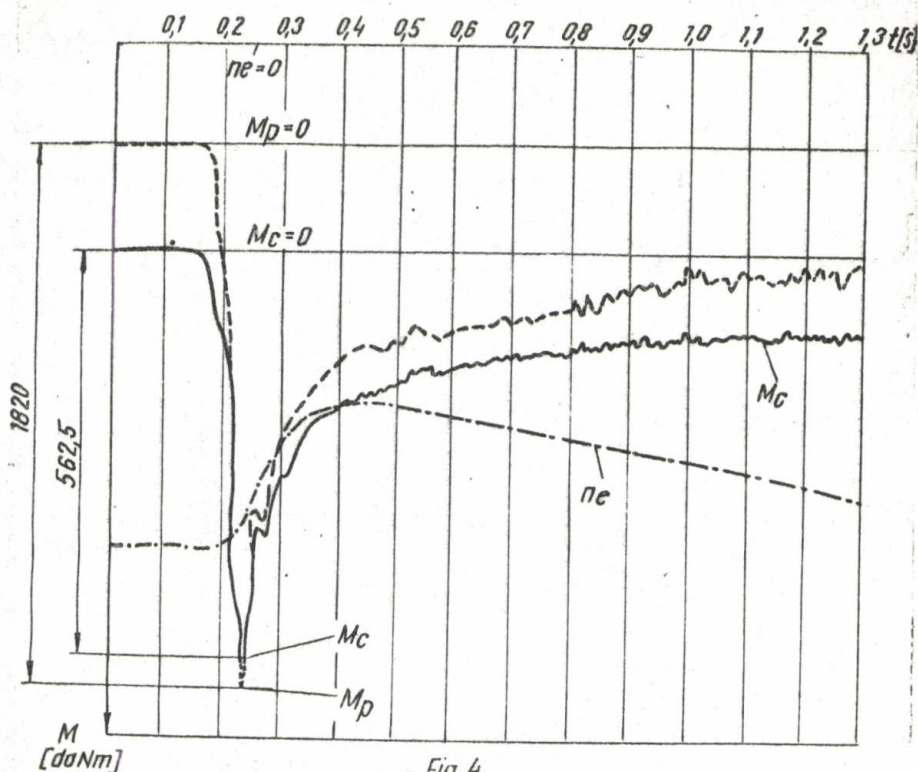


Fig. 4

dispare patinarea ambreiajului, începînd din momentul pornirii de pe loc. În baza curbelor de variație a momentelor de torsiune M_c și M_p în funcție de timpul t_c s-a stabilit și modul de cuplare a ambreiajului, privind acest lucru numai din punctul de vedere al vîrfurilor de sarcină. Din figura 5 rezultă că este de preferat ca ambreiajul să fie astfel acționat încît să i se asigure condițiile realizării cuplării normale.

Aprecierea solicitărilor dinamice, în vederea dimensionării după criterii de durabilitate a transmisilor precum și pentru încercarea accelerată în condiții de laborator a acestora, se face utilizînd metodele statisticii matematice [1], [2].

Aplicînd metodele de clasare [1] a curbelor momentelor de torsiune se obțin histogramele acestora. Pe baza acestor histograme se întocmesc curbele frecvențelor sumative relative, care reprezintă spectrele de solicitare a arborilor transmisiei. Prin aceste curbe se stabilește legătura dintre durata solicitărilor

și condițiile de exploatare.

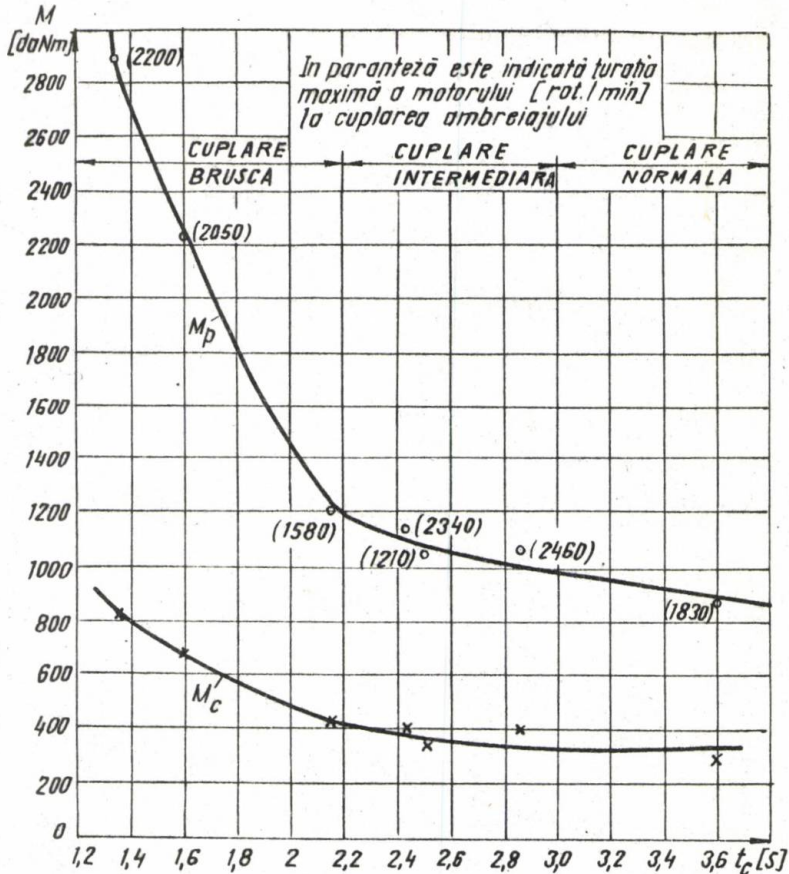


Fig. 5

Curbele frecvențelor sumative relative ale momentelor de torsiune M_c și M_p , prezentate în figura 6, permit aprecierea globală a nivelului de solicitare a transmisiei autobuzului (autovehiculelor) pentru condiții de deplasare similare cu cele din figura 1. Astfel de curbe ale frecvențelor cumulate se pot obține pentru orice condiții de exploatare a autovehiculelor în regimuri dinamice stabilizate.

Din cele prezentate rezultă că solicitările dinamice maxime depind de foarte mult de factorul subiectiv evidențiat prin ritmul de cuplare a ambreiajului, iar curbele frecvențelor cumulate ale momentelor de torsiune din transmisie sînt influențate sensibil de condițiile concrete de exploatare (viteză, starea

drumului etc).

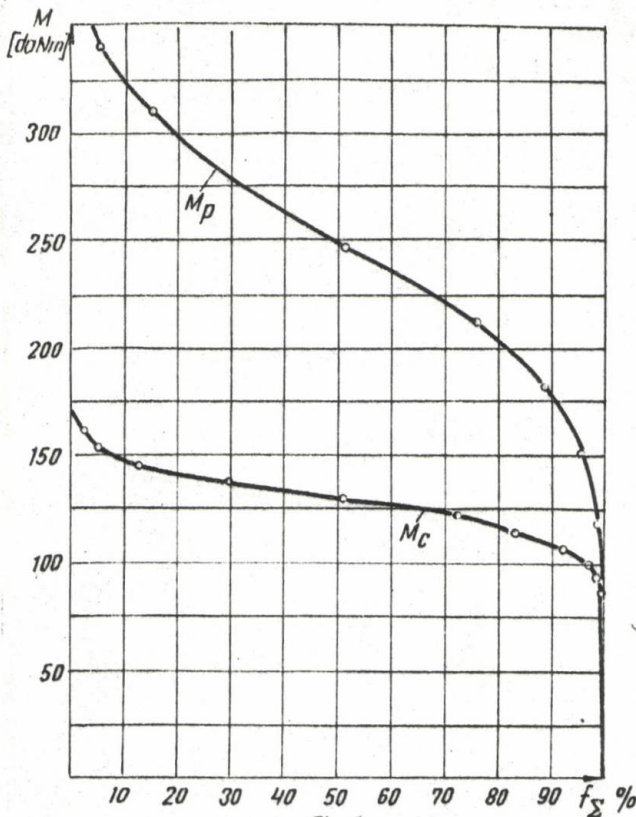


Fig. 6

La alegerea unui sau a altui subansamblu din tiposeria existentă se vor avea în vedere spectrele reale de solicitare a acestora, care pot fi determinate pe baza spectrelor particulare de tipul celor prezentate.

Bibliografie

- [1] IAKOBY, G. Das Problem der Schwingfestigkeit aus Kraft - fahrzeugbau. Studiu C. Schenk, GmbH, 1974.
- [2] MÜLLER-BERNER, A. H. și col. Ablauf der Entwicklung eines modernen Nutzfahrzeuges. In: ATZ, nr. 11, 1971, p. 406-416.

PERES, GH., SEITZ, N., IONITA, T., OLTEANU, C., KLEIN, D.

DEPENDENTA SOLICITARILOR DINAMICE DIN TRANSMISIA
AUTOVEHICULELOR DE CONDITIILE DE EXPLOATARE SI
DE PARTICULARITATILE CONSTRUCTIVE

Rezumat

In lucrare se prezintă studiul experimental al solicitărilor dinamice din transmisia autobuzelor urbane în funcție de condițiile de drum și de cuplare a ambreiajului. De asemenea se cercetează solicitările dinamice în funcție de tipul transmisiei. In final se reprezintă diagrama frecvențelor sumative a solicitărilor din transmisia cardanică și arborii planetari.

DIE ABHANGIGKEIT ZWISCHEN DER DYNAMISCHEN BELASTUNGEN
IM KRAFTFAHRZEUGTRIEBWERK UND EINSATZBEDIENNUNGEN

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die dynamischen Belastungen in einem Omnibustriebwerke experimentell untersucht. Die Untersuchung wird in Abhängigkeit von der Kupplungsbediennung und dem Wegbediennungen durchgeführt. Dabei wird sowohl ein mechanisches als auch ein hydromechanisches Schaltgetriebe verwendet. Die Arbeit schliesst mit der Darsteellung der Belastungskollektive für das Triebwerk.

CRITERII DE ANALIZA COMPARATIVA A PROPRIETATILOR DE
TRACTIUNE ALE TRACTOARELOR PE ROTI

Dr.ing.S.Popescu, conferențiar la Universitatea din Brașov;
Dr.ing.E.Ionescu, conferențiar la Universitatea din Brașov;
Dr.ing.F.Tănase, șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

În condițiile deplasării pe teren orizontal în regim dinamic stabilizat ($v=ct$), asupra tractoarelor pe roți acționează forțele exterioare prezentate în figura 1. Ecuația bilanțului de tracțiune are forma:

$$F_m = F_t + F_f = F_t + f(Y_1 + Y_2), \quad (1)$$

unde F_m este forța tangențială de tracțiune a punților motoare ale tractorului (la tractoarele 4x4, $F_m = F_{m1} + F_{m2}$);

F_t - forța de tracțiune (la cîrlig) a tractorului, egală cu componenta orizontală a rezistenței de lucru R_m a mașinii din agregat ($F_t = R_m \cos \delta'$);

$F_f = f(Y_1 + Y_2)$ - forța de rezistență la rularea tractorului;

Y_1, Y_2 - reacțiunile normale ale solului la punțile tractorului;

f - coeficientul de rezistență la rularea tractorului.

Forța tangențială de tracțiune a punților tractorului se determină cu relațiile:

- la tractoarele x 4x2 : $F_m = \mu Y_2$; (2)
- la tractoarele 4x4 : $F_m = \mu(Y_1 + Y_2)$,

în care μ este coeficientul utilizării sarcinii aderente la tracțiune [2].

Reacțiunile normale ale solului la cele două punți se determină din condițiile de echilibru al tractorului (fig.1) și au următoarele expresii:

$$\left. \begin{aligned} Y_1 &= \frac{G_a}{L} - F_t \frac{h_t + l_t \operatorname{tg} \delta'}{L} - Y_{01} - F_t \frac{h_t + l_t \operatorname{tg} \delta'}{L}; \\ Y_2 &= \frac{G(L-a)}{L} + F_t \frac{h_t + (l_t + L) \operatorname{tg} \delta'}{L} - Y_{02} + F_t \frac{h_t + (l_t + L) \operatorname{tg} \delta'}{L}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

în care Y_{01} și Y_{02} sînt reacțiunile statice la cele două punți (cînd $F_t=0$), iar G este greutatea tractorului.

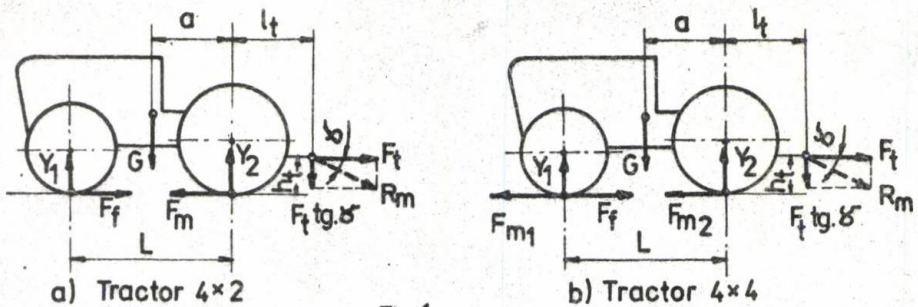


Fig.1

Deoarece standardele de încercare a tractoarelor recomandă ca direcția forței de tracțiune F_t să fie orizontală ($\alpha=0$), este necesar ca și relațiile teoretice să fie stabilite pentru aceleași condiții. În acest caz, expresiile (9) devin:

$$Y_1 = Y_{01} - F_t \frac{h}{L}; \quad Y_2 = Y_{02} + F_t \frac{h}{L} \quad (4)$$

Repartizarea dinamică a greutății G a tractorului pe punți este caracterizată de coeficienții de repartizare

$\lambda_1 = Y_1/G$ - pentru puntea din față și $\lambda_2 = Y_2/G$ - pentru puntea din spate și în baza relațiilor (4) sînt date de expresiile:

$$\lambda_1 = \frac{a}{L} - \frac{F_t h}{GL} = \lambda_{10} - \frac{F_t h}{GL}; \quad (5)$$

$$\lambda_2 = \frac{L-a}{L} + \frac{F_t h}{GL} = \lambda_{20} + \frac{F_t h}{GL}, \quad (6)$$

în care λ_{10} și λ_{20} sînt coeficienții de repartizare statică a greutății tractorului pe cele două punți.

Dacă se notează cu λ_m coeficientul de repartizare dinamică a greutății tractorului pe punțile motoare, acesta are următoarele valori: $\lambda_m = \lambda_2$ - la tractoarele 4x2 și $\lambda_m = \lambda_1 + \lambda_2 = 1$ - la tractoarele (4x4).

În baza celor arătate și ținînd seama de ecuația bilanțului de tracțiune (1), forța de tracțiune F_t este dată de relația:

$$F_t = \mu \lambda_m G - f G = G(\mu \lambda_m - f), \quad (7)$$

încît pentru tractoarele 4x2 coeficientul $\lambda_m = \lambda_2$, dat de relația (6), obține forma:

$$\lambda_m = \lambda_2 = \frac{\lambda_{20} - f \frac{h}{L}}{1 - \mu \frac{h}{L}}. \quad (8)$$

Deoarece transmiterea forței tangențiale de tracțiune F_m se face prin aderența roților motoare cu solul, acest proces este

însoțit de patinare, a cărei mărime este caracterizată de coeficientul δ , dat de relația:

$$\delta = \frac{v_t - v}{v_t}, \quad (9)$$

unde v_t și v reprezintă viteza de deplasare teoretică (fără patinare) și, respectiv, viteza reală a tractorului.

Mărimea care caracterizează cel mai complet patinarea roților motoare este coeficientul utilizării sarcinii aderente μ , dat de relația [1;2]:

$$\mu = \frac{F_m}{\lambda_m G}. \quad (10)$$

Curbele de variație a coeficientului patinării δ în funcție de coeficientul utilizării sarcinii aderente μ , adică $\delta = \delta(\mu)$ se obțin experimental la încercările de tracțiune ale tractoarelor pe diferite feluri de teren. În lipsa curbelor experimentale se pot utiliza relații analitice adecvate, care aproximează curbele experimentale; astfel, în cazul deplasării tractorului pe miriște se recomandă utilizarea relației propusă de Grecenko [1]:

$$\delta = \frac{0,127\mu - 0,095\mu^2}{0,89 - \mu}. \quad (11)$$

Pentru a putea compara indicii de tracțiune ai mai multor tipuri de tractoare, de puteri și greutăți diferite, indiferent de rapoartele de transmitere ale transmisiilor acestora, se utilizează caracteristica potențială de tracțiune. Aceasta se definește prin curbele de variație a puterii de tracțiune P_t , sau a randamentului de tracțiune η_T al tractorului, în funcție de forța de tracțiune la cîrlig F_t , adică $P_t = P_t(F_t)$ sau $\eta_T = \eta_T(F_t)$, corespunzătoare unei încărcări constante a motorului tractorului.

Randamentul de tracțiune al tractorului η_T este dat de relația [2]:

$$\eta_T = \frac{P_t}{P_d} = \eta_{tr} (1 - \delta) \frac{F_t}{F_m} = \eta_{tr} (1 - \delta) \left(1 - \frac{F_G}{F_m} \right), \quad (12)$$

în care: η_{tr} este randamentul mecanic al transmisiei tractorului;

P_d - puterea disponibilă a motorului pentru tracțiune:

$$P_d = P_e - P_h - k_p P_e; \quad (13)$$

P_h - puterea consumată de pompele hidraulice ale tractorului;

k_p - coeficientul de utilizare a puterii motorului la tracțiune.

Puterea disponibilă a motorului pentru tracțiune P_d , adică puterea care poate fi transmisă de motor, prin intermediul transmi-

siei, la roțile motoare ale tractorului, este mai mică decât puterea dezvoltată de motor P_e , deoarece o parte din aceasta P_h se consumă pentru antrenarea pompelor instalațiilor hidrostatice (mecanismul de ridicare, servodirecție etc).

Ținând seama de relația (10), expresia randamentului de tracțiune (12) devine:

$$\eta_T = \eta_{tr} (1 - \delta) \left(1 - \frac{f}{\mu \lambda_m} \right). \quad (14)$$

Având în vedere relațiile (8) și (11) și ținând seama de faptul că la tractoarele 4x4 coeficientul $\lambda_m = 1$, expresiile finale ale randamentului de tracțiune ale tractoarelor sînt:

a) pentru tractoarele 4x2 :

$$\eta_T = \eta_{tr} \left(1 - \frac{0,127\mu - 0,095\mu^2}{0,89 - \mu} \right) \left(1 - \frac{f}{\mu} \cdot \frac{1 - \mu \frac{h_t}{L}}{\lambda_{20} - f \frac{h_t}{L}} \right); \quad (15)$$

b) pentru tractoarele 4x4 :

$$\eta_T = \eta_{tr} \left(1 - \frac{0,127\mu - 0,095\mu^2}{0,89 - \mu} \right) \left(1 - \frac{f}{\mu} \right). \quad (16)$$

Pentru obținerea caracteristicilor potențiale de tracțiune ale tractoarelor se reprezintă mai întâi curbele randamentului de tracțiune în funcție de factorul adimensional μ , adică

$\eta_T = \eta_T(\mu)$, folosind relațiile (15) și (16). Trecerea de la curbele $\eta_T = \eta_T(\mu)$ la curbele concrete $\eta_T = \eta_T(F_t)$ se face folosind relația (7): $F_t = G(\mu \lambda_m - f)$ iar trecerea la curbele $P_t = P_t(F_t)$ se face cu formula:

$$P_t = \eta_T P_d = \eta_T k_p P_e. \quad (17)$$

Valoarea coeficientului de utilizare a puterii tractorului la tracțiune k_p are valorile $k_{ps} = 0,77 \dots 0,80$ în cazul în care pompele hidraulice funcționează în sarcină la regimul nominal și $k_{po} = 0,97 \dots 0,98$ în cazul funcționării pompelor în gol.

Ținând seama de relația (17), rezultă formulele cu ajutorul cărora se construiesc curbele puterilor de tracțiune:

- când instalațiile hidrostatice funcționează în gol:

$$P_{to} = \eta_T k_{po} P_e; \quad (18)$$

- când instalațiile hidrostatice funcționează în sarcină nominală:

$$P_{ts} = \eta_T k_{ps} P_e. \quad (19)$$

Rezultă că trecerea de la curbele $P_{to} = P_{to}(F_t)$ la curbele $P_{ts} = P_{ts}(F_t)$ se face cu relația:

$$P_{ts} = \frac{k_{ps}}{k_{po}} P_{to} \quad (20)$$

Relațiile de calcul stabilite în lucrare permit trasarea curbilor puterilor de tracțiune ale diferitelor tipuri de tractoare pe roți, care exprimă sintetic calitățile de tracțiune ale acestor tractoare. În baza acestei metode au fost analizate comparativ proprietățile de tracțiune pe miriște ale tractoarelor cu două roți motoare (4x2): U-445 (45CP), U-650M (65CP), U-700 (70CP) și U-800 (80CP) și derivatelor acestora cu patru roți motoare (4x4) U-445 DT, U-651M, U-700 DT și U-800 DT [3]. Curbele caracteristicii potențiale de tracțiune $P_t = P_t(F_t)$ și ale patinării $\eta_r = \eta_r(F_t)$ sînt prezentate în graficele din figura 2 (tractoarele 4x2) și figura 3 (tractoarele 4x4). Trebuie menționat că, la o altă scară, curbele $P_t = P_t(F_t)$ reprezintă și curbele randamentelor de tracțiune $\eta_r = \eta_r(F_t)$.

Din graficul din figura 2 se observă că la patinări de 20% tractorul U-800 dezvoltă o forță de tracțiune de 1700 daN, față de 1500 daN la tractorul U-700, 1300 daN la U-650M și 800 daN la U-445.

Din graficul din figura 3 rezultă că la aceeași patinare (20%) tractoarele 4x4 dezvoltă forțe de tracțiune cu 50-60% mai mari decît cele 4x2 din care sînt derivate, adică: 2600 daN la tractorul U-800 DT, 2400 daN la U-700 DT, 2100 daN la U-650 M și 1200 daN la U-445DT.

Din analiza curbilor randamentelor de tracțiune η_r a rezultat că pe miriște tractoarele 4x2 asigură randamente maxime cuprinse între limitele 57...60%, la patinări de 9...12%, iar tractoarele 4x4 au randamentele maxime de circa 65%, la patinări de 12...15%.

Metodica prezentată este valabilă și pentru alte feluri de teren, dacă se cunoaște legea concretă de variație a patinării $\delta = \delta(\mu)$ la deplasarea tractoarelor pe aceste terenuri. De asemenea, această metodică poate fi folosită și pentru tractoarele pe șenile (la care $\lambda_m = 1$ - ca la tractoarele pe roți 4x4), folosindu-se în acest scop curbele $\delta = \delta(\mu)$ corespunzătoare.

Deși caracteristica potențială de tracțiune se construiește fără a ține seama de rapoartele de transmitere ale transmisiei tractoarelor, aceasta poate fi folosită și pentru transmisiile în trepte. În acest scop, pe graficul caracteristicii se trasează

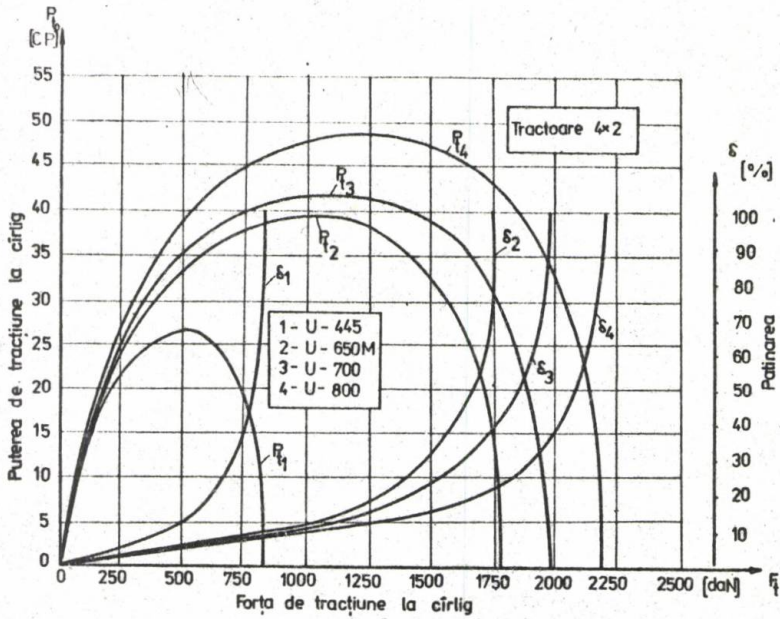


Fig. 2

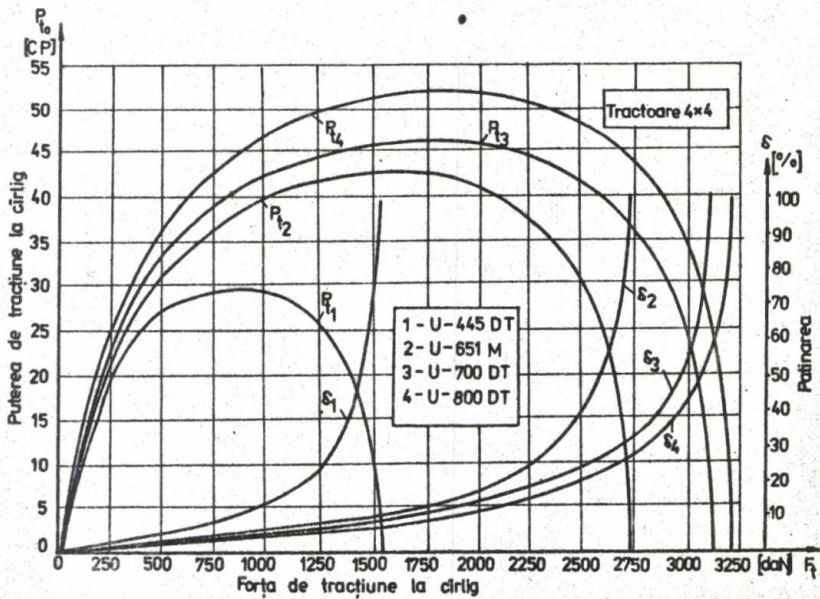


Fig. 3

suplimentar curbele de variație a vitezelor reale și teoretice ale tractorului în funcție de forța de tracțiune F_t , adică $v=v(F_t)$ și $v_t=v_t(F_t)$, plecînd de la relațiile cunoscute: $P_t=F_t \cdot v$ și $v=v_t(1-\sigma)$. Cunoscînd valorile concrete ale vitezelor teoretice la diferite trepte, corespunzătoare turației nominale a motorului (valori care se indică în notițele tehnice ale tractoarelor), se pot obține valorile forțelor de tracțiune dezvoltate de tractor la regimul nominal al motorului, și implicit valorile vitezei reale, puterii de tracțiune și patinării, pentru fiecare treaptă în parte. În acest scop se poate folosi construcția grafică indicată în lucrarea [2].

Bibliografie

- [1] Libțis, S.E. Universalno-propașnie samohodnie șasii. Izd. Mașinostroenie, Moskva, 1976.
- [2] Năstăsioiu, S., Popescu S. Determinarea analitică a performanțelor de tracțiune ale tractoarelor cu patru roți motoare. În: Buletinul Universității din Brașov, seria A, vol. XVI, 1974, pp. 119- 129.
- [3] x x x Bilanțul energetic al tractoarelor U-700, U-700DT, U-800 și U-800DT comparativ cu tractoarele U-650M U-651M. Contracte de colaborare al catedrei ATMA cu ICMA-București, 1977.

POPESCU, S., IONESCU, E., TANASE, F.

CRITERII DE ANALIZA COMPARATIVA A PROPRIETATILOR DE
TRACTIUNE ALE TRACTOARELOR PE ROTI

R e z u m a t

În lucrare se propune o metodică de analiză comparativă a calităților de tracțiune ale tractoarelor pe roți, cu ajutorul caracteristicii potențiale de tracțiune. Se are în vedere faptul că la tractoarele cu o punte motoare, încărcarea punții motoare este variabilă, în funcție de sarcina la cîrlig, ceea ce influențează și asupra aderenței și patinării și implicit asupra puterii de tracțiune.

VERGLEICHENDE ANALYSE DER ZUGEIGENSCHAFTEN VON
RADSCHLEPPERN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine Methode vorgeschlagen, welche für vergleichende Analyse der Zugeigenschaften von Radschleppern mit Hilfe der potentiellen Zugcharakteristik, benutzt wird. Es wird in Betracht gezogen, dass bei 4x2 Radschleppern die Belastung der Antriebsräder veränderlich ist, abhängig von der Zugkraft, was auch den Kraftschluss und den Schlupf der Antriebsräder beeinflusst und somit auch die Zugleistung.

POSSIBILITATI DE ÎNCERCARE A TRANSMISIILOR AUTOVEHICULELOR PE STANDURI CU FLUX DE ENERGIE ÎNCHIS

Dr.ing.S.Năstăsou, conferențiar la Universitatea din Brașov;

Dr.ing.S.Popescu, conferențiar la Universitatea din Brașov;

Dr.ing.I.Soare, conferențiar la Universitatea din Brașov.

1. Introducere

Încercarea transmisiilor autovehiculelor în ansamblu cît și a agregatelor acestora, se poate face pe standuri cu flux de energie deschis sau închis. Standurile cu flux de energie deschis prezintă dezavantajul că utilizează pentru antrenare motoare electrice de puteri mari (corespunzătoare celor ce echipează autovehiculele ale căror transmisii se încercă) și, ca atare, au un consum mare de energie, în special la încercările de lungă durată. De aceea, se impune folosirea standurilor cu flux de energie închis, care, după tipul autovehiculelor a căror transmisie se încercă pot fi speciale (pentru încercarea fie a transmisiilor autovehiculelor pe roți sau a celor pe șenile) și universale [6,7].

2. Standuri pentru încercarea transmisiilor în ansamblu

Un stand pentru încercarea transmisiilor autovehiculelor pe roți (fig.1) se compune din transmisia de încercat I și cea de serviciu II, dispozitivul de încărcare, elementele de închidere a circuitului și sistemul de antrenare 1. Arborii roților motoare ai transmisiilor sînt cuplați între ei prin perechile de reductoare 7-8, respectiv 8-9, și arborii de egalizare 12 și 13. Reductoarele din interior 8 sînt unite între ele prin cuplajul 14. Arborii primari ai transmisiilor se unesc între ei prin arborii cardanici 6 și 6', reductoarele 3 și 5 și dispozitivul de încărcare 4. Antrenarea se face cu motorul electric 1, prin intermediul ambreiajului 2.

Momentul de torsiune, care încarcă transmisia I, se măsoară cu traductorul 11, montat înaintea arborelui primar; cînd se urmărește și determinarea randamentului transmisiei, se folosesc

încă două traductoare 10, la ieșirea arborilor roților motoare.

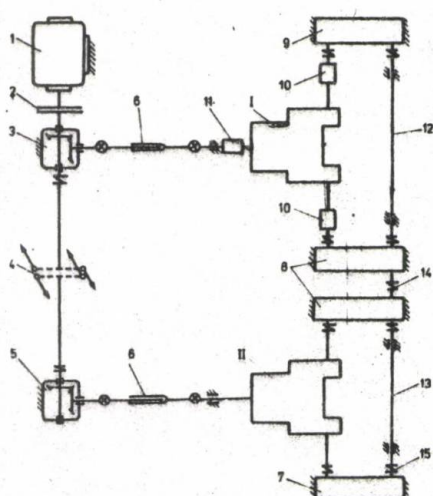


Fig. 1

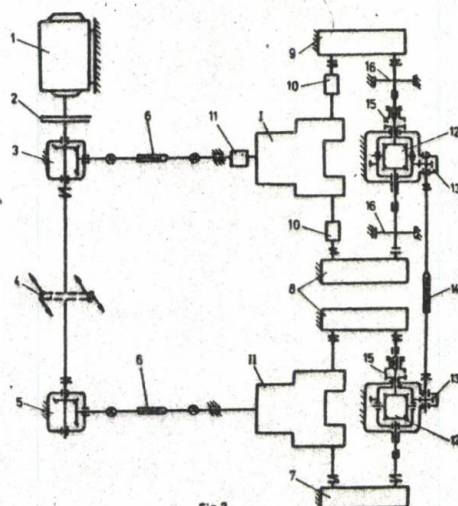


Fig. 2

Pentru încercarea atât a transmisiilor autovehiculelor pe roți cât și a celor pe șenile se pot folosi standuri universale (fig.2) [6]. Principalele subansambluri sînt aceleași ca în figura 1, deosebirea constînd în faptul că nu se mai face legătura între reductoarele 8 din interiorul standului, închiderea circuitului realizîndu-se prin cuplarea coroanelor unor diferențiale 12 și 12', prin intermediul reductoarelor 13 și arborelui cardanic 14. Cînd diferențialele standului se blochează (prin intermediul dispozitivului 15), standul poate fi folosit pentru încercarea transmisiilor autovehiculelor pe roți, iar cînd se deblochează, poate fi folosit pentru încercarea transmisiilor autovehiculelor pe șenile (în acest din urmă caz, diferențialele au rolul de a egaliza încărcarea celor două transmisii). Un asemenea stand permite și încercarea transmisiilor autovehiculelor pe roți la deplasarea în viraj [6]; în acest scop se deblochează diferențialul 12' și se strînge una din frînele 16.

3. Standuri pentru încercarea subansamblurilor transmisiilor

În figura 3 se prezintă o schemă de stand ce poate fi utilizată atât pentru încercarea punților motoare (fig.3.a) cât și a cutiilor de viteze (fig.3,b) 4,7. Puntea motoare care se în-

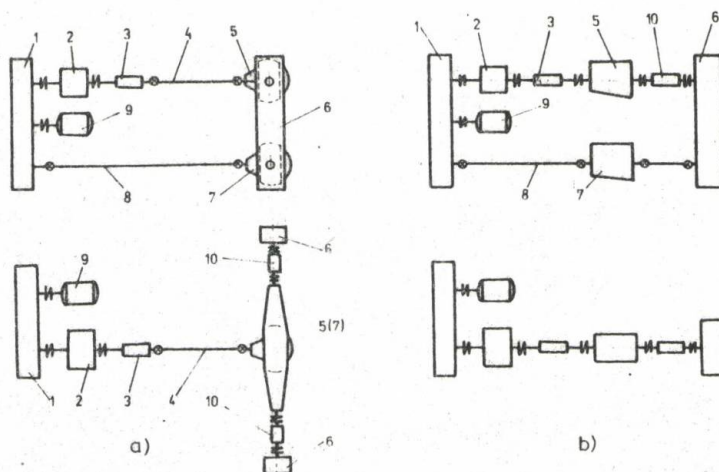


Fig 3

oeară 5 se montează deasupra celei de serviciu 7, iar circuitul este închis prin reductoarele 1 și 6 (care au $i = 1$ și un număr impar de roți) și de arborii cardanici 4 și 8. Torsionarea circuitului se realizează cu ajutorul dispozitivului 2, iar antrenarea cu motorul electric de curent continuu 9. Momentul de torsiune la intrarea în puntea motoare ce se încarcă se măsoară cu ajutorul traductorului 3, iar momentele la ieșire din punte cu traductoarele 10. La standul din figura 3, b poziția 5 reprezintă cutia de viteze care se încarcă iar 7-cutia de viteze de serviciu, celelalte poziții având aceleași semnificații ca în figura 3, a.

O altă schemă de stand pentru încercarea punților motoare este prezentată în figura 4. Cele două punți motoare P_1 și P_2 sînt așezate în plan vertical iar încărcarea circuitului se realizează cu ajutorul unui dispozitiv cu mecanisme planetare, prevăzut cu sistem de frînare [7].

4. Dispozitive de încărcare a standurilor

După modul de realizare a momentului de torsionare a circuitului închis al standului, dispozitivele de încărcare prezintă o mare varietate de tipuri constructive, cele mai folosite fiind cele care utilizează mecanisme planetare [2,5] și cele hidrostatice [3].

În figura 5 este prezentată schema cinematică a unui dispozitiv alcătuit din două mecanisme planetare identice I și II, cu brațele port-satelit unite între ele.

Arborii 7 și 8, care închid circuitul standului, sînt legați la

coroanele 3 ale celor două mecanisme planetare, iar rosta centrală 1 a mecanismului planetar I este unită cu o pîrghie de încărcare (de lungime l), la capătul căreia se fixează o greutate 4. Rosta centrală I a mecanismului planetar II se unește cu carcasa 5, prin intermediul unui angrenaj melc-roată melcătă 6. Încărcarea se obține cu ajutorul greutății 4 (de mărime G), care crează un moment reactiv asupra

roții centrale a mecanismului planetar I, și astfel ia naștere un moment de torsiune (de încărcare) care acționează în arborii 7 și 8 (valoarea momentului de încărcare este $M_c = G l i$, în

care $i = \frac{Z_1}{Z_3}$). Aducerea greutății 4 în poziție orizontală (în scopul păstrării valorii momentului de încărcare) se realizează prin acționarea angrenajului melc-roată melcătă 6, controlul poziției pîrghiei putîndu-se face cel mai simplu cu ajutorul unei nivele cu bulă de aer. Supraîncărcarea circuitului peste valoarea stabilită prin greutatea 4 se evită prin folosirea unor reazeme montate pe pîrghia greutății, care acționează asupra unui dispozitiv electric cu contacte atunci cînd sarcina se modifică peste limitele stabilite.

Un dispozitiv de încărcare rezultat prin perfecționarea celui anterior este prezentat în figura 6 [6]. La rosta centrală 1 a mecanismului planetar I este montată o roată dințată 4, rolul

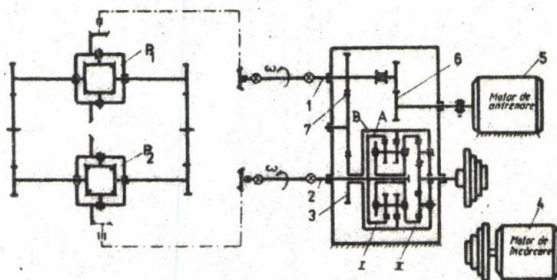


Fig. 4

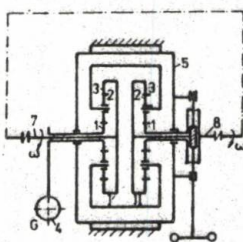


Fig. 5

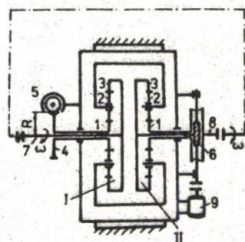


Fig. 6

forței create de greutate fiind îndeplinit de forța F obținută de la un cilindru hidraulic 5, al cărui piston este prevăzut cu o cremalieră ce angrenează cu roata dințată 4. În acest caz, momentul de torsiune transmis în circuit prin arborii 7 și 8 este: $M_0 = F R i$.

Dispozitivul de încărcare planetar al standului din figura 4 permite ca încărcarea circuitului să se facă cu ajutorul unui motor de frinare exterior. Arborii 1 și 2 împreună cu reductorul 3 constituie elementele de închidere a circuitului. Încărcarea se realizează cu mecanismul planetar I, al cărui braț port-aste-lit este legat la motorul de încărcare 4 (electric sau hidrosta-tic) prin intermediul reductorului planetar II și al unei trans-misii cu curele (cu raport de transmitere în trepte). Coroana A a mecanismului planetar I este legată direct la arborele 2 al circuitului iar coroana B, prin roata 3 și reductorul 7, la arbo-rele 1, realizându-se închiderea circuitului. Antrenarea circui-tului se face cu motorul electric 5, modificarea turației de an-trenare realizându-se în trepte, cu ajutorul angrenajului cu roți de schimb 6 sau prin intermediul unei cutii de viteze.

În figura 7 este pre-zentată schema unui dispo-zitiv de încărcare hidro-static, care este alcătuit, de fapt, dintr-un cilindru rotitor și un piston cu palete. Carcasa 1 a ci-lindrului este fixată pe capătul unui arbore al circuitului iar pistonul cu palete 2 de capătul ce-luilalt arbore. Uleiul sub presiune, primit de la o pompă hi-draulică prin distribuitor rotativ, intră în camerele de presiune I și II, formate din paletele a ale rotorului și b ale carca-sei. Momentul de torsiune realizat este direct proporțional cu presiunea uleiului. Asemenea dispozitive pot prelua rotații re-lative între palete și carcasă pînă la 100° , încît pot fi folo-site numai la încărcarea standurilor la care deplasările unghi-u-lare din circuit nu depășesc această valoare. Pentru încercarea transmisiiilor la care deplasările unghiulare dintre arborii lor

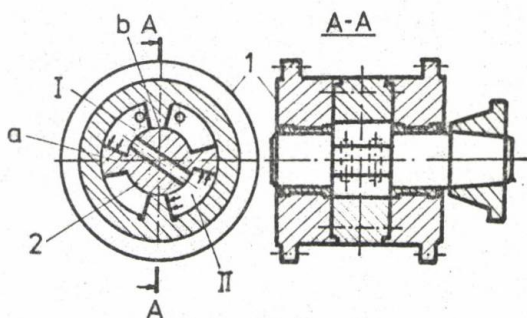


Fig. 7

depășesc aceste valori, cum este cazul transmisiilor mecanice care conțin elemente de fricțiune (cuplaje de siguranță, ambreiaje) sau a celor hidrodinamice, torsionarea circuitului se realizează cu motoare hidrostatice rotative. Pentru aceasta, carcasa motorului se montează pe un arbore iar rotorul pe alt arbore din circuitul standului.

5. Posibilități de automatizare și programare a regimului de încercare a transmisiilor

Regimul de lucru al standurilor este caracterizat în principal de doi parametri : încărcarea elementelor din circuit și turația acestora, însoțit echipamentul standului trebuie să asigure realizarea regimurilor de sarcini și turații impuse prin programul de încercare stabilit. Automatizarea încărcării în mers a circuitului se poate realiza la dispozitivele acționate electric sau hidrostatic. Deoarece folosirea cilindrilor hidropulsatori pentru realizarea sarcinilor dinamice (variabile) a primit o largă răspundere, aceștia pot fi utilizați și la standurile la care reglarea încărcării se realizează pe cale hidrostatică. Schema unei instalații cu excitație hidropulsatoare este prezentată în figura 8 [3,6], la care presiunea necesară acționării cilindrului hidropulsator 3 al dispozitivului de încărcare se obține de la pompa 1 acționată de motorul electric 2. Un sistem de comandă și reglare automată permite realizarea unui anumit program de încărcare 3. Mărimea de intrare x_1 este dată de blocul de programare 4 iar mărimea de ieșire x_e este proporțională cu momentul de torsiune realizat în circuit, măsurat cu traductorul electric 8, al cărui semnal este amplificat de amplificatorul 7. Prin compararea mărimii de intrare x_1 cu cea de ieșire x_e , realizată în blocul de comparare și reglare 5, rezultă mărimea de acționare (execuție) x_m . Elementul de execuție 6, care reprezintă o supapă electro-hidraulică, comandă modificarea corespunzătoare a presiunii de alimentare a cilindrului hidropulsator 3 al dispozitivului de încărcare, conform mărimii de intrare x_1 impusă prin program. Redarea programului de încărcare se realizează

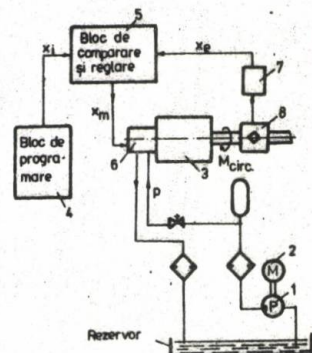


Fig.8

cu generatoare de funcții, calculatoare analogice sau benzi magnetice. Acestea din urmă permit reproducerea pe stand a sarcinilor reale care solicită transmisia, înregistrate în condiții de încercare pe teren sau în poligon a autovehiculelor. Dacă pe bandă se înregistrează și variația turației, atunci se poate realiza și un program de modificare a turației pe stand, astfel încât se poate simula regimul real de funcționare (încărcare și viteză) a transmisiei în condiții reale de exploatare.

Bibliografie

- [1] BRIUHOVET, D.F., EGLIT I.M. Ustanovka dlia ispitani traktor-nih transmisii. In : Traktori i selhozmașini, nr.10, 1963, p.19-21.
- [2] DIMSIT I.I. GHEKHER M.M. Planetarnie nagružateli NAMI dlia atendov s zamknutim konturom. In : Avtomobilnaia promišlennosti Nr.11, 1962, p.29-31
- [3] KLINGER F. Servohydraulische Prüfstände für Ermüdungsversuche mit dynamischer Torsionbelastung an Kraftfahrzeugteilen. In: ATZ, Nr.3, 1971, p.85-89.
- [4] MEYER W., KNAETSCH G. Getriebe und Achsprüfstand für LKW. In: Kraftfahrzeugtechnik, Nr.8, 1968, p.235-238
- [5] THLEMIG W. Prüfstände für Fahrzeug Getriebe. In: ATZ, nr.8, 1961, p.239-242.
- [6] x x x Studii în vederea proiectării și realizării unui stand cu flux de energie închis pentru încercarea punților motoare ale autovehiculelor. Contract al catedrei ATMA, Universitatea Brașov, cu ICPAT-Brașov.
- [7] x x x Standuri cu flux de energie închis pentru încercarea transmisiilor de tractoare. Contract al catedrei ATMA, Universitatea Brașov, cu ICPAT-Brașov.

NASTASOIU S., POPESCU S., SOARE I.,

POSSIBILITATI DE INCERCARE A TRANSMISIILOR DE
AUTOVEHICULE PE STANDURI IN FLUX DE ENERGIE INCHIS

Rezumat

In lucrare se prezintă cîteva scheme de standuri cu flux de energie închis, care permit încercarea transmisiilor de autovehicule în ansamblu cît și a ansamblurilor acestora (cutii de viteze, punți motoare). Se prezintă cele mai potrivite dispozitive de încărcare a circuitului standurilor și posibilitățile de automatizare a regimurilor de încărcare a transmisiilor supuse încercărilor.

MOGLICHKEITEN IN DER UNTERSUCHUNG VON KRAFTFAHRZEUG-
GETRIEBE AUF PRÜFSTÄNDE MIT GESCHLOSSENEN ENERGIE-
KREISLAUF.

Zusammenfassung

In der Arbeit werden einige Schemas von Prüfständen mit geschlossenem Energie-Kreislauf dargestellt, auf welchen sowohl das Gesamtgetriebe als auch einzelne Baugruppen (Schaltgetriebe, Triebachsen) untersucht werden. Es werden die optimalen Vorrichtungen und Belastungsmöglichkeiten und ihre Automatisierung dargestellt.

CERCETARI EXPERIMENTALE ASUPRA INCALZIRII
AMBREIAJULUI DE TRACTOR

Dr.ing.Gh.Brătucu,șef de lucr.la Universitatea din Brașov;
Ing.Fl.Rus,șef de lucr.la Universitatea din Brașov;
Ing.N.Trif,Universitatea din Brașov.

1. Introducere

Printre parametrii cu care se apreciază buna funcționare a ambreiajului de tractor un loc important îl ocupă creșterea temperaturii sale la o cuplare și valoarea temperaturii stabilizate la care acesta lucrează.

Determinarea analitică a acestor temperaturi se face în faza de proiectare cu un grad mare de aproximație,considerându-se că pentru o cuplare a ambreiajului creșterea de temperatură Δt nu trebuie să depășească 15°C [1]. Variantele constructive și posibilitățile de ventilație ale ambreiajelor pot modifica substanțial aceste valori.

În lucrare se prezintă o metodă originală de determinare a temperaturilor într-un ambreiaj de tractor, prin folosirea metodelor electrice de măsurare a mărimilor neelectrice.

2.Considerațiuni teoretice privind creșterea temperaturii
în ambreiaj

Funcționarea ambreiajelor tractoarelor se caracterizează prin procese repetabile de cuplări și decuplări,cu pauze între ele, determinate de specificul lucrului.

Pentru lucrările agricole se consideră că ritmul normal al acestora este de 20-30 cuplări pe oră,pentru situații speciale(încărcătoare frontale, lucrări în sere) el putînd ajunge la 250 - 300 [2].

Pe parcursul unui ciclu de funcționare numărul total de cuplări ale ambreiajului unui tractor agricol se încadrează în limitele $(1-3) \cdot 10^5$. După repetarea de un număr de ori a cuplă-

rilor se constată că temperatura sa nu mai crește decât foarte lent, ca urmare a creării unui echilibru termic între căldura dezvoltată la frecarea suprafețelor active și cea cedată mediului inconjurător.

Creșterea temperaturii unei piese a ambreiajului, pentru o singură cuplare a acestuia se determină cu formula:

$$\Delta t = \frac{\delta' L}{427 \cdot C \cdot G_p} \quad (1)$$

în care; δ' este ponderea căldurii degajate care încălzește piesa respectivă; c - căldura specifică a piesei ($0,115 \text{ kcal/daN}^\circ\text{C}$ pentru oțel); G_p - greutatea piesei, iar L - lucrul mecanic total al patinării [2].

Pentru determinarea coeficientului δ' se folosește relația:

$$\delta' = \frac{Z_p}{Z_{tot}} \quad (2)$$

în care Z_p este numărul suprafețelor de frecare ale piesei pentru care se determină încălzirea, iar Z_{tot} - numărul total al perechilor suprafețelor de frecare ale ambreiajului.

Lucrul mecanic al patinării, corespunzător primelor două perioade de demarare se calculează cu relațiile:

$$L_1 = 0,5 \cdot \mu \cdot Q \cdot R_m \cdot \omega_n \cdot t_1 \quad (3)$$

și

$$L_2 = \frac{\omega_n^2}{2 \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \left(\frac{1}{J_M} + \frac{1}{J_R}\right)} \quad (4)$$

în care: ω_n este viteza unghiulară nominală a părții conducătoare a ambreiajului; μ - coeficientul de frecare; Q - forța de apăsare a arcurilor; R_m - raza de aplicare a acestei forțe; t_1 - durata primei perioade de demarare; β - coeficientul de rezervă; J_M și J_R - momentele de inerție conducătoare și conduse ale ambreiajului [2].

Ținînd cont de limitele posibile de variație ale tuturor coeficienților din aceste relații, pentru ambreiajul pe care s-au făcut cercetările experimentale, s-au obținut pe cale teoretică creșteri de temperatură la o cuplare de $4,35-5,03^\circ\text{C}$.

Temperatura de stabilizare a diferitelor repere ale ambreiajului este diferită. Pentru un ambreiaj monodisc uscat, montat pe un tractor de putere mijlocie, se prezintă în figura 1 valorile de stabilizare ale temperaturii în principalele piese: 1- discul de presiune; 2- suprafața de fricțiune a discului condus, dinspre discul de presiune; 3- volantul motorului; 4- suprafața de

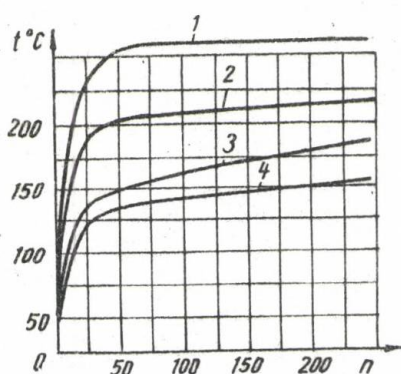


Fig. 1

cienți de proporționalitate [3] .

Drept traductoare pentru determinarea creșterii temperaturii în zona de lucru a volantului s-au folosit trei termistoare, în gropate pînă la ~ 1 mm de suprafața de frecare cu discul condus. Montarea lor s-a făcut ca în figura 2, iar apoi s-au legat în serie. Pentru a nu veni în contact direct cu masa volantului, termis-

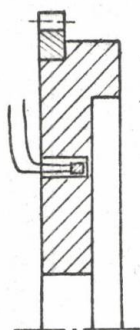


Fig. 2

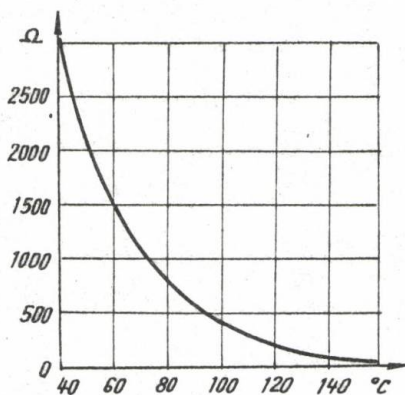


Fig. 3

Etalonarea termistoarelor s-a făcut într-o instalație la care s-a putut citi simultan temperatura și rezistența lor, rezultatele fiind prezentate în figura 3.

Conductorii electrici rezultați din înserierea termistoarelor au fost aduși la un contact general de pe flanșa arborelui cotit (figura 4) și de aici, prin canalul de ungere al acestuia, la colectorul de capăt 2 fixat în partea din față a arbore-

fricțiune a discului condus, din - spre volant [3].

3. Metoda și instalația folosită pentru determinarea experimentală a temperaturii în ambreiaj

În cadrul cercetărilor făcute s-a măsurat numai temperatura în volant, iar aprecierea gradului de încălzire la un moment dat în diferite puncte ale ambreiajului s-a făcut prin utilizarea unor coefi-

toarele s-au acoperit cu un chit izolant din punct de vedere electric, dar bun conducător de căldură. Ca să nu se producă dezechilibrarea volantului, acestea s-au dispus riguros la 120° unul față de altul, în găuri de același diametru.

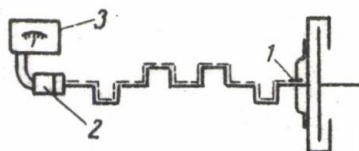


Fig. 4

lui cotit. In continuare s-a făcut legătura la un instrument de măsură 3, la care se puteau citi valorile rezistenței, respectiv temperaturii termistoarelor.

4. Influența diferiților factori asupra temperaturii din ambreiaj

In figura 5 se prezintă influența modului de eliberare a pedalei asupra vitezei de atingere a valorii de stabilizare a temperaturii în volant, pentru un ritm de cuplare din minut în minut, cu treapta I de viteză cuplată și cu o forță medie de tracțiune la cîrlig. In cazul cuplării bruște (1), temperatura stabilizată ($\sim 90^{\circ}\text{C}$) s-a atins după aproape 50 de cuplări, la o cuplare creșterea de temperatură fiind între $1,5 - 2,5^{\circ}\text{C}$. In schimb, la cu-

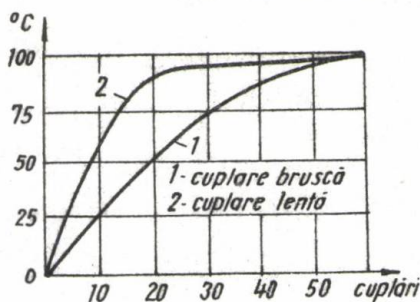


Fig. 5

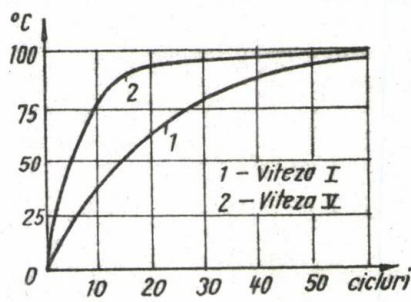


Fig. 6

plările lente (2) temperatura s-a stabilizat după 20 de cuplări ($3 - 4^{\circ}\text{C}$ pe cuplare).

In figura 6 se prezintă influența treptei de viteză asupra timpului după care temperatura din ambreiaj a ajuns la valoarea de stabilizare. Se constată că la treapta I-a aceasta a fost atinsă după 50 cicluri, în timp ce la treapta a V-a după 20 cicluri.

Alte influențe asupra timpului de atingere a valorii de stabilizare a temperaturii au momentele conducătoare, conduse și rezistente, forțele de tracțiune, îndemînarea tractoristului etc.

5. Concluzii

1. Metoda de măsurare prezintă avantajul unei precizii înalte de măsurare a temperaturii din ambreiaj, fără modificări construc-

tive care să influențeze dinamica acestuia.

2. Experimental se constată că la o cuplare a ambreiajului creșterea de temperatură este cu aproximativ 20% mai mică decât cea rezultată din calculele teoretice.

3. Factorii hotărâtori asupra creșterii temperaturii la o cuplare sînt coeficientul de rezervă și modul de eliberare a pedalei ambreiajului.

Bibliografie

- [1] BRATUCU, GH. Probleme ale dinamicii ambreiajului principal de tractor, Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1975.
- [2] NITESCU, GH., NASTASOIU, S., POPESCU, S. Tractoare, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1974.
- [3] BORISOV, S.G., EGLIT, I.M. Mufti šteplenia traktorov, Izdatelstvo Mašinstroenie, Moskva, 1972.

BRATUCU, GH., RUS, FL., TRIF, N.

CERCETARI EXPERIMENTALE ASUPRA INCALZIRII AMBREIAJULUI
DE TRACTOR

Rezumat

In lucrare se prezintă o metodă experimentală de determinare a temperaturii în ambreiajul tractoarelor agricole prin folosirea unor termistoare. Se evidențiază influența diferiților factori asupra vitezei de atingere a valorii de stabilizare a temperaturii și faptul că între determinările teoretice și experimentale sînt diferențe de pînă la 20%.

RECHERCHES EXPERIMENTALES SUR L'ECHAUFFEMENT DE
L'EMBRAYAGE DU TRACTEUR

Résumé

Dans l'ouvrage on présente une methode expérimentale pour la détermination de la température de l'embrayage des tracteurs agricoles en utilisant des thermistors. On met en évidence l'influence des différents facteurs sur la vitesse d'atteinte de la valeur de stabilisation de la température et le fait qu'entre les déterminations théoriques et expérimentales il y a des différences jusqu'à 20%.

INFLUENTA MASINILOR AGRICOLE ASUPRA STABILITATII DIRECTIEI DE DEPLASARE A TRACTORULUI

Dr.ing.C-tin Dumitrescu,şef de lucrări la Universitatea din Braşov.

1.Introducere

Stabilitatea pe direcţie a agregatului tractor maşină agricolă este o condiţie esenţială ce se impune la executarea lucrărilor agricole în general şi cu atât mai mult în cazul unor lucrări ca semănat, plantat ,modelat,bilonat etc.,asigurându-se în cazul respectării acestei condiţii, echidistanţa rândurilor semămate sau plantate, evitarea tăierii plantelor de către organele de lucru ale cultivatoarelor, etc.

În timpul lucrului agregatului tractor-maşină agricolă , tractorul şi respectiv maşina agricolă constituie două elemente ce se condiţionează reciproc din punct de vedere dinamic.

Principalele solicitări pe care maşina agricolă le manifestă asupra tractorului şi care sînt în măsură a influenţa stabilitatea pe direcţie, sînt forţa de rezistenţă la tracţiune, forţa laterală şi evident forţele şi momentele de inerţie,primele două avînd ponderea cea mai mare [1] .

2.Analiza teoretică

În cazul maşinilor agricole tractate,prevăzute cu roţi rezistenţa la rulare opusă de către acestea depinde printre altele şi de mărimea creştelor microreliefului pe care se deplasează [2] .

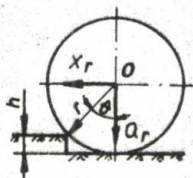


Fig. 1

Folosind figura 1 se poate stabili valoarea rezistenței la rulare X_r întimpinată de o roată ce trece peste un obstacol și anume:

$$X_r = Q_r \sqrt{\frac{r^2 - (r-h)^2}{(r-h)^2}} \quad (1)$$

în care r - raza roții, h - înălțimea obstacolului și Q_p - greutatea ce încarcă roata, sînt marcate pe figură .

Dacă se extinde observația la o mașină simetrică din punct de vedere geometric se observă (figura 2) că pe lîngă rezistențe diferite opuse de roți, chiar organele de lucru pot opune rezistențe diferite, deci rezultanta forțelor de rezistență la tracțiune nu se va găsi pe axa longitudinală a agregatului ci deplasată cu distanța eB și ca atare apare un moment de rotire M_g a mașinii, care pentru situația din figura 2 are expresia:

$$M_g = eB \cdot R + \frac{1}{2} B Q_p \sqrt{\frac{r^2}{(r-h)^2} - 1}, \quad (2)$$

și care se transmite și tractorului ca o forță laterală F_l în punctul de cuplare.

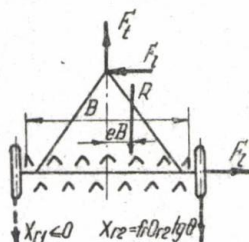


Fig. 2

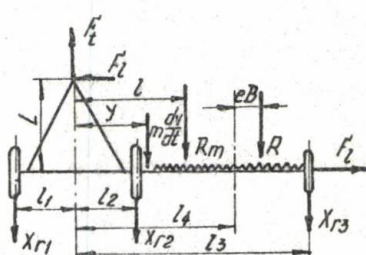


Fig. 3

În cazul mașinilor asimetrice (figura 3) momentul de rotire a mașinii va fi:

$$M_d = R_m \cdot l = F_l \cdot l = \pm X_{r1} \cdot l_1 \pm X_{r2} \cdot l_2 \pm X_{r3} \cdot l_3 + R(l_4 + eB), \quad (3)$$

în care: R este rezultanta rezistențelor la tracțiune ale organelor mașinii agricole, $X_{r1,2,3}$ sînt rezistențele la rulare opuse de roți, iar R_m este rezistența la tracțiune a întregii mașini; semnele de deasupra corespund situației din schemă (fig. 3.).

Dacă se ține seama și de momentul forțelor de inerție atunci expresia momentului de rotire devine:

$$M_d' = \pm X_{r1} l_1 \pm X_{r2} l_2 \pm X_{r3} l_3 + R(l_4 \pm eB) + m \frac{dv}{dt} y. \quad (3')$$

Din expresia momentului se poate deduce valoarea forței laterale F_l astfel:

$$F_l = \frac{M_d'}{L}. \quad (4)$$

Cînd tractorul intră în viraj cu un unghi α (figura 4) forța laterală F_l , datorată momentului de rotație și care soliciată tractorul prin intermediul barei de tracțiune își modifică valoarea. Pentru cazul mașinii asimetrice reprezentată în figura 4, la

care rezultanta rezistențelor de tracțiune R_m se află în dreapta axei longitudinale a agregatului cazul majorității mașinilor agricole asimetrice, la virajul tractorului spre stînga (fig.4 a), se obțin pentru forța de tracțiune F_t și cea laterală F_l expresiile:

$$F_{t1} = F_l'' + R_m'' = F_l \sin \alpha + R_m \cos \alpha ;$$

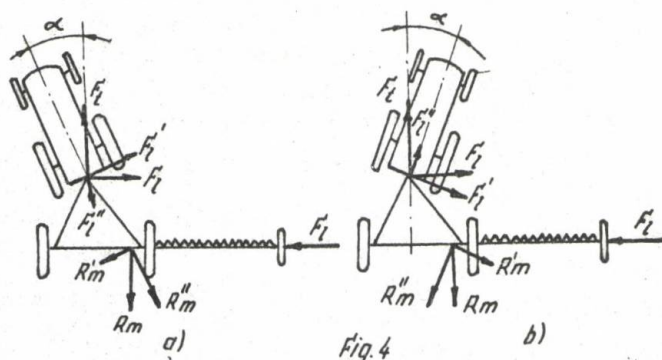
$$F_{l1} = F_l' - R_m' = F_l \cos \alpha + R_m \sin \alpha . \quad (5)$$

La virajul spre dreapta (fig.4 b), pentru aceiași parametri, se obține:

$$F_{t1} = R_m'' - F_l'' = R_m \cos \alpha - F_l \sin \alpha ;$$

$$F_{l1} = R_m' + F_l' = R_m \sin \alpha + F_l \cos \alpha . \quad (6)$$

Comparînd expresiile (5) și (6) se poate deduce că la virajul spre stînga, forța de tracțiune se va mări pe cînd forța laterală se va micșora, iar la virajul spre dreapta forța de tracțiune se va micșora iar cea laterală se va mări; bineînțeles dacă rezultanta forțelor rezistente R_m se află în dreapta axei de simetrie a agregatului, așa ca în figura 4.



Un caz semnificativ pentru explicarea acestui aspect îl constituie grapa cu discuri. În figura 5 este reprezentată o mașină cu discuri simetrică din punct de vedere geometric, care se deplasează pe axa longitudinală a agregatului.

Condițiile de echilibru care permit obținerea expresiilor rezistenței la tracțiune ($R_m = F_t$), a forței laterale ($R_y = F_l$) și a momentului de rotire M_r sînt:

$$F_t = (F_{N1} + F_{N2} + F_{N3} + F_{N4}) \sin \theta + (F_{H1} + F_{H2} + F_{H3} + F_{H4}) \cos \theta + X_{r1} + X_{r2} ; \quad (7)$$

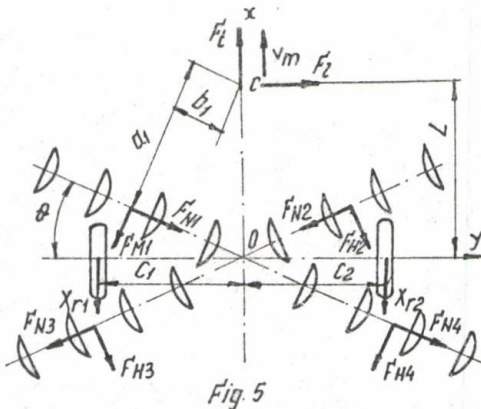
$$F_l = (F_{N1} - F_{N2} - F_{N3} + F_{N4}) \cos \theta - (F_{H1} - F_{H2} - F_{H3} + F_{H4}) \sin \theta ;$$

$$M_r = F_{N1} a_1 - F_{N2} a_2 - F_{N3} a_3 + F_{N4} a_4 + F_{H1} b_1 - F_{H2} b_2 + F_{H3} b_3 - F_{H4} b_4 + X_{r1} C_1 + X_{r2} C_2 ,$$

în care: $F_{N1...n}$ este reacțiunea normală a solului pe organul de lucru; $F_{H1...n}$ - reacțiunea din planul de rotație a discurilor; $X_{r1,2}$ - rezistența la rulare a roților; a, b, c - brațele forțelor mai sus menționate.

În cazul unui viraj cu unghi $\Delta\theta$, chiar mic, condițiile (7) se transformă (conform figurii 6) în:

$$\begin{aligned} F_t &= (F_{N1} + F_{N4}) \sin(\theta - \Delta\theta) + (F_{N2} + F_{N3}) \sin(\theta + \Delta\theta) + (F_{H1} + F_{H4}) \cos(\theta - \Delta\theta) + \\ &+ (F_{H2} + F_{H3}) \cos(\theta + \Delta\theta) + (X_{r1} + X_{r2}) / \cos \Delta\theta ; \\ F &= (F_{N1} + F_{N4}) \cos(\theta - \Delta\theta) - (F_{N2} + F_{N3}) \cos(\theta + \Delta\theta) - (F_{H1} + F_{H4}) \sin(\theta - \Delta\theta) + \\ &+ (F_{H2} + F_{H3}) \sin(\theta + \Delta\theta) + (X_{r1} + X_{r2}) / \sin \Delta\theta ; \\ M_r &= F_{N1} a_1 - F_{N2} a_2 - F_{N3} a_3 + F_{N4} a_4 + F_{H1} b_1 - F_{H2} b_2 - F_{H3} b_3 + F_{H4} b_4 + X_{r1} C_1 / \cos \Delta\theta - \\ &- X_{r2} C_2 / \cos \Delta\theta . \end{aligned} \quad (8)$$



Forța laterală în cazul virajului nu este nulă nici chiar dacă condițiile de lucru ar fi absolut identice pentru cele patru baterii. Adâncimea de lucru a discurilor sferice de care depind de fapt forțele de reacțiune întinpinate de mașină, depinde de proprietățile fizico-mecanice ale solului, de gradul de îmburuienare, de starea de uzură a muchiilor

lor tăietoare, de masa mașinii și mai ales de unghiul de atac θ făcut de planul de rotație al discurilor cu direcția de înaintare. La o masă constantă a mașinii și în condiții aproape omogene de lucru, unghiul de atac este singurul parametru care influențează adâncimea de lucru și ca atare forțele de reacțiune date de sol. Din figura 6 se observă că la bateriile 2 și 3 unghiul de atac devine $\theta + \Delta\theta$ ceea ce conduce la o tendință de mări-

re a adâncirii de lucru și ca atare o creștere a valorilor reacțiunilor cu toate implicațiile menționate mai sus.

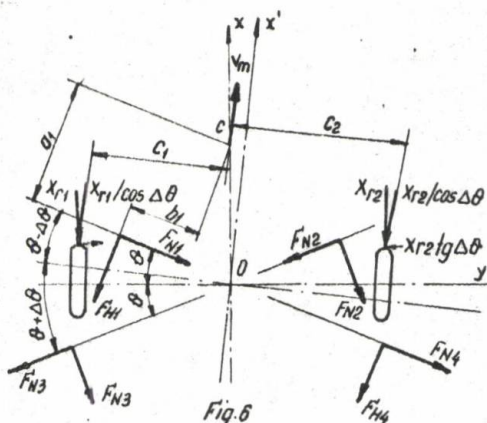


Fig. 6

Forțele laterale au caracter variabil ca de altfel și alte forțe cu care mașina agricolă solici-tă tractorul [1] și ca atare vor afecta păstrarea direc-ției de mers a acestuia obligînd pe tractorist să țină puternic de volan pen-tru a păstra direcția dorită.

Considerațiile au fost făcute pentru deplasarea agregatului pe teren plan, unde deci nu apar forțe la-

terale datorite înclinării transversale.

Un factor ce trebuie neapărat subliniat este apariția forțelor laterale care întotdeauna tind să modifice direcția tractorului cu atît mai mult cu cît valoarea acestor forțe este mai mare.

3. Confirmări experimentale

Verificarea considerațiilor teoretice prezentate mai sus s-a făcut pe baza a numeroase cercetări experimentale avînd ca obiect tractorul în agregat cu un număr mare de mașini agricole și cu specific funcțional (proces de lucru) diferit, atît dintre cele cu dispunere simetrică față de axa longitudinală a tracto-rului - plug, freză de cîmp - cît și cu dispunere asimetrică - combină de recoltat sfeclă, combină de siloz, etc.

Pentru asigurarea unei precizii ridicate a măsurătorilor s-au folosit metode electrotensometrice de măsurare. Măsurarea forței de tracțiune F_t și a celei de apăsare Q cu care mașina agricolă încarcă bara de tracțiune a tractorului, s-a făcut u-tilizînd o bară de tracțiune special pregătită pentru a avea o sensibilitate mărită la semnalul mecanic primit și implicit să transmită un semnal electric proporțional. Forțele laterale s-au măsurat prin intermediul unor inele tensometrice concepute pen-tru a măsura forța laterală F_l într-un singur sens.

Rezultatele cercetărilor experimentale prelucrate și ana-

lizate statistic au condus la constatări importante. Un aspect deosebit este acela că toate premisele teoretice sînt confirmate de experiențe atît pentru mașinile simetrice cît și pentru cele asimetrice. La unele mașini simetrice cum spre exemplu freza de cîmp, forțele laterale pe care le manifestă asupra tractorului F_{ld} și F_{ls} au valori relativ mari (chiar peste 4.000 N) ele sînt alternativ simetrice (figura 7) avînd o frecvență medie de

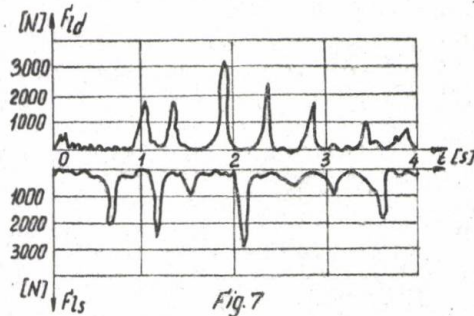


Fig. 7

apariție de 2...3 Hz și a - aproximativ egale. La alte mașini simetrice ca de exemplu la plug forțele laterale se manifestă pregnant spre peretele brazdei și au valori mari (chiar peste 6000 N - figura 8) cu posibilitatea creșterii la valori mai

ridicate pentru adîncimi mari de lucru sau la reglarea mai puțin corectă a plugului.

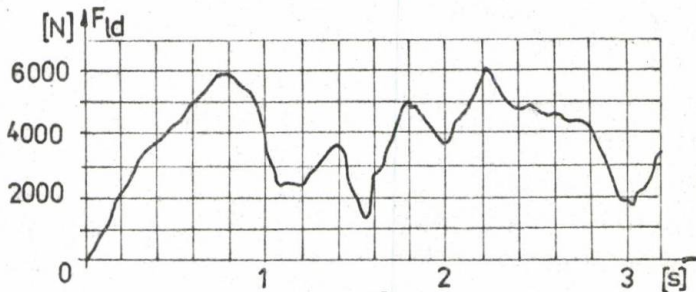


Fig. 8

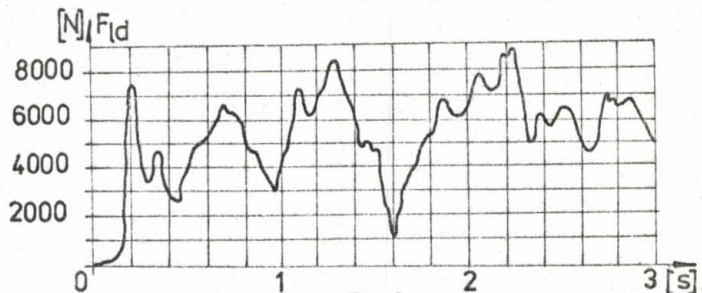


Fig. 9

În cazul mașinilor asimetric dispuse față de tractor așa cum se vede din figura 9 pentru combina de recoltat sfeclă for-

țele laterale au valori de peste 3000N. Valoarea forțelor laterale va fi cu atât mai mare, cu cât mașina întâmpină rezistențe în lucru mai mari și cu cât rezultanta acestor forțe de rezistență este mai dezaxată în raport cu tractorul. Chiar dacă se iau în considerație valorile medii ale forțelor laterale, obținute în urma analizei statistice a rezultatelor experimentale se remarcă valori suficient de mari (peste 4000 N la plug, peste 5200 N la combina de recoltat sfeclă [1] care tind să abată tractorul de la direcție și obligă tractoristul să facă frecvent manevre de corectare.

4. Concluzii

1. Problema păstrării direcției de mers a agregatului tractor - mașină agricolă este o problemă importantă atât din punctul de vedere al condițiilor ergonomice ce trebuie asigurate tractoristului cât, și mai ales pentru respectarea condițiilor agrotehnice impuse lucrării ce se execută.
2. Cunoașterea valorilor și modului de manifestare a forțelor (laterale mai ales) ce efectuează păstrarea direcției de mers a tractorului este condiția de bază pentru a se putea lua măsurile cele mai potrivite pentru îmbunătățirea construcției, atât a mașinii agricole în sensul reducerii valorilor acestor forțe cât și a tractorului în sensul de a fi dotat cu mecanisme care să ușureze conducerea sa și să contribuie la păstrarea direcției stabile de mers.
3. Forțele laterale și ca urmare momentele de rotire a tractorului sînt mai mari la mașinile asimetrice, ca atare este indicat să se realizeze pe cât se poate mașini simetrice.

Bibliografie

- [1] DUMITRESCU, C. Influența mașinilor agricole asupra dinamicii tractorului. Teza de doctorat, Universitatea din Brașov, 1976.
- [2] LETOSNEV, M. N. Mașini agricole. București Ed. Agrosilvică, 1959.

C.DUMITRESCU

INFLUENTA MASINILOR AGRICOLE ASUPRA STABILITATII
DIRECTIEI DE DEPLASARE A TRACTORULUI

Rezumat

În lucrare se analizează cauzele care provoacă abaterea de la direcția de deplasare dorită a agregatului tractor-mașină agricolă în lucru, pe un teren orizontal. Rezultatele analizei teoretice sînt confirmate prin cîteva exemple bazate pe rezultatele cercetării experimentale efectuate pe un număr corespunzător de mașini agricole cu destinații deosebite.

Se arată importanța forțelor laterale, în special asupra păstrării stabilității de mers a agregatului și se fac unele recomandări privind dezvoltarea construcțiilor de tractoare și mașini agricole.

L'INFLUENCE DES MACHINES AGRICOLES SUR LA STABILITE
DE LA DIRECTION DE MARCHE

Resumé

Dans l'ouvrage on analyse les déviations de la direction rectiligne de l'agrégat tracteur-machine agricole, au travail sur un terrain horizontal. Les résultats de l'analyse théorique sont confirmés par des expériences effectuées sur un nombre appréciable de machines agricoles.

On met en évidence l'importance des forces latérales sur la conservation de la stabilité de la direction de l'agrégat tracteur-machine agricole, et on fait des recommandations concernant le développement des constructions de tracteurs et de machines agricoles.

ASPECTE COMPARATIVE ALE SOLICITARILOR TRANSMISIEI
TRACTORULUI LA LUCRUL CU COMBINA DE SILOZ SI FREZA
AGRICOLA

Dr.ing.T.Ghinea,șef.de lucr.la Universitatea din Brașov ;
Dr.ing.Gh.Brătucu,șef.de lucr.la Universitatea din Brașov.

1. Introducere

Proiectarea și exploatarea rațională a tractoarelor și mașinilor agricole sînt evident favorizate de existența unor informații privind regimul solicitărilor la care este supusă transmisia agregatelor formate cu asemenea mașini în diferite condiții de lucru.

Metoda experimentală de evidențiere calitativă și cantitativă a comportării transmisiei în funcționare prezintă avantajul de a oferi rezultate care, cu condiția utilizării unei aparaturi precise și a unor metode de lucru riguroase, pot fi considerate sigure.

În cele ce urmează se prezintă comparativ modul în care se manifestă influența ritmului de punere în mișcare a organelor active și a condițiilor în care se realizează acest lucru din punctul de vedere al deplasării agregatului, pentru două mașini agricole avînd drept caracteristică comună faptul că organele lor de lucru constau din rotoare cu cuțite [1,2]: combina de siloz tractată prevăzută cu echipamentul pentru recoltarea furajelor ierboase (CSU) și o freză agricolă de serie mijlocie (tip Nardi).

2. Organizarea cercetărilor experimentale

Experiențele efectuate au avut drept obiect un tractor tip U-650 care a fost agregat pe rînd cu combina de siloz universală și cu freza agricolă. În timpul desfășurării experiențelor s-a urmărit ca fiecare mașină să lucreze în condiții cît mai apropiate de cele întîlnite curent în exploatare.

Pentru evidențierea influenței ritmului de punere în mișcare a organelor active, întrucît acestea sînt acționate de la

priza de putere a tractorului, s-au realizat cuplări bruște și moderate ale arborelui prizei, atât în situația scoaterii prealabile din repaus a agregatului, cât și anterior acesteia.

Mărimile înregistrate, apreciate ca suficiente pentru determinarea cantitativă și calitativă a încărcării transmisiei au fost momentele de torsiune la arborii roților motoare stînga - dreapta ale tractorului (M_{rs} , respectiv M_{rd}) și momentul de torsiune la arborele prizei de putere (M_p).

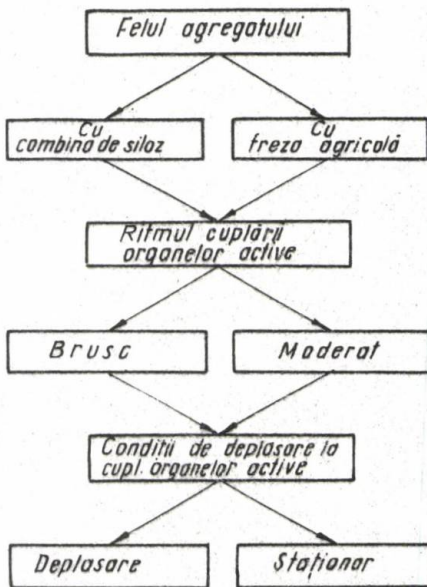


Fig. 1

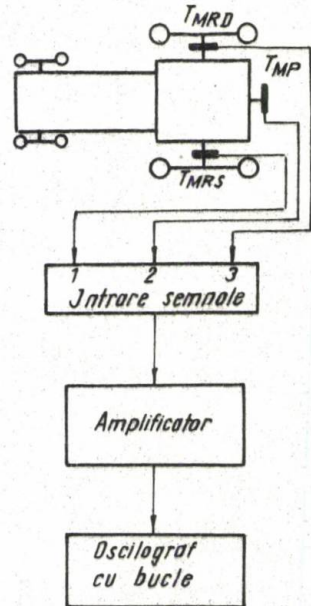


Fig. 2

Spre a obține variația în timp a acestor momente de torsiune au fost utilizate metode ale tensometriei electrice rezistive [1] amplasîndu-se traductori tensometrici (T_M) pe arbori, înregistrarea făcîndu-se pe benzi de hîrtie fotosensibilă cu ajutorul unui oscilograf cu bucle. Pe parcursul înregistrărilor s-a asigurat funcționarea motorului tractorului corespunzător ca - racteristicii sale externe de turație.

Programul în conformitate cu care au fost organizate experiențele este redat în fig. 1 iar schema instalației utilizate este cuprinsă în fig. 2.

3. Rezultate experimentale

Cercetările efectuate au evidențiat apropieri calitative

între regimurile de solicitare a transmisiei la lucrul tractorului cu cele două mașini .Astfel, la cuplarea bruscă a rotorului combinei de siloz în timpul deplasării în lan ,se înregistrează o creștere rapidă a momentului de torsiune care încarcă transmisia prizei de putere,acesta putînd depăși de circa 5 ori valoarea medie necesară pentru acționarea în sarcină nominală.Vîrfurile inițiale este urmat de o serie de oscilații(fig.3,a)progresiv amortizate, prin care momentul de torsiune se apropie de valoarea pe care o are în regimul dinamic stabilizat.

În cazul frezei agricole, cuplarea bruscă a organului activ în timpul deplasării în sarcină a mașinii,provoacă de asemenea o creștere accentuată a momentului de torsiune,putîndu-se înregistra valori de circa două ori mai mari decît cele nominale.Atingerea valorii maxime inițiale și trecerea către lucrul în regimul de funcționare dinamic stabilizat sînt caracterizate de prezența unor oscilații ale momentului de torsiune datorate variațiilor rezistenței de lucru determinate în principal de numărul diferit de cuțite aflate la un moment dat în sol [1] .

La cuplarea moderată a organelor active, în cazul ambelor mașini, se înregistrează vîrfuri inițiale ale momentului de torsiune mai mici (fig.3,b),la combina de siloz depășind valoarea nominală de circa 3- 4 ori iar la freză de aproximativ 1,5 ori.Oscilațiile care succed maximul inițial au în această situație amplitudini mai mici.

Atunci cînd rotoarele cu cuțite sînt cuplate brusc,respectiv moderat, în condițiile unor agregate staționare,evoluția momentului de torsiune ce solicită transmisia prizei de putere (fig.3,c, respectiv 3,d) este calitativ asemănătoare,înregistrîndu-se vîrfuri de valoare mare datorate accelerării rotoarelor,însă pe parcursul oscilațiilor ce urmează creșterii inițiale se ating valori minime foarte apropiate de zero sau chiar negative,ca urmare a lipsei rezistențelor de lucru.

Se observă că valorile maxime inițiale atinse de momentul de torsiune din transmisia prizei de putere sînt puțin influențate de faptul că organele active antrenate se află sau nu în sarcină în momentul cuplării,dar sînt evident mai mari în cazul unor cuplări bruște față de cele moderate.Sarcinile dinamice la cuplarea rotorului frezei,al cărui moment de inerție este mai mic decît al rotorului combinei de siloz [1] și care este antrenat cu un raport mai mare de demultiplicare,sînt mai mici.

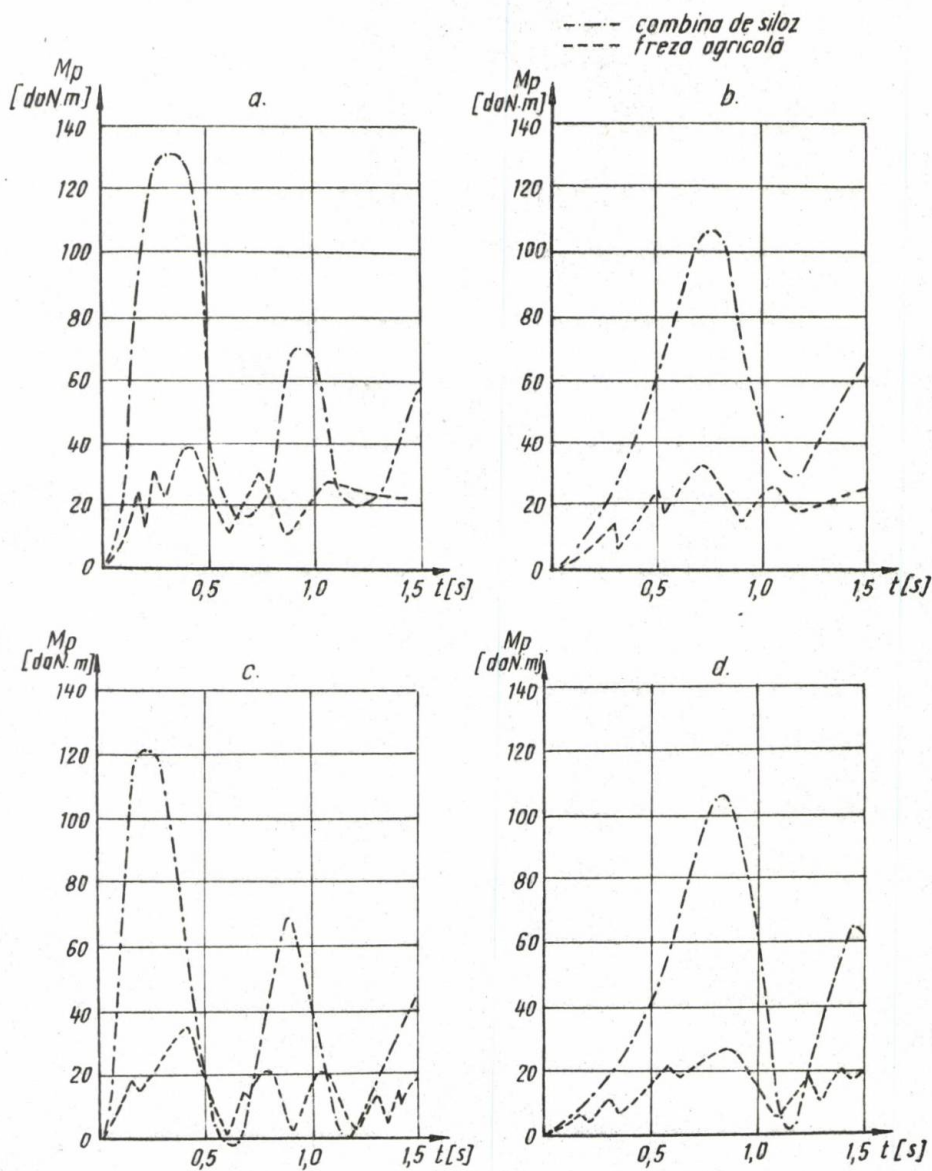


Fig. 3

În toate cazurile, punerea sub sarcină a transmisiei prizei de putere prin cuplarea organelor acționate ale mașinilor agricole, a introdus variații ale solicitărilor și în transmisia către roțile motoare ale tractorului. Pentru exemplificare, în fig. 4 este înfățișată evoluția corelată a momentului de torsiune

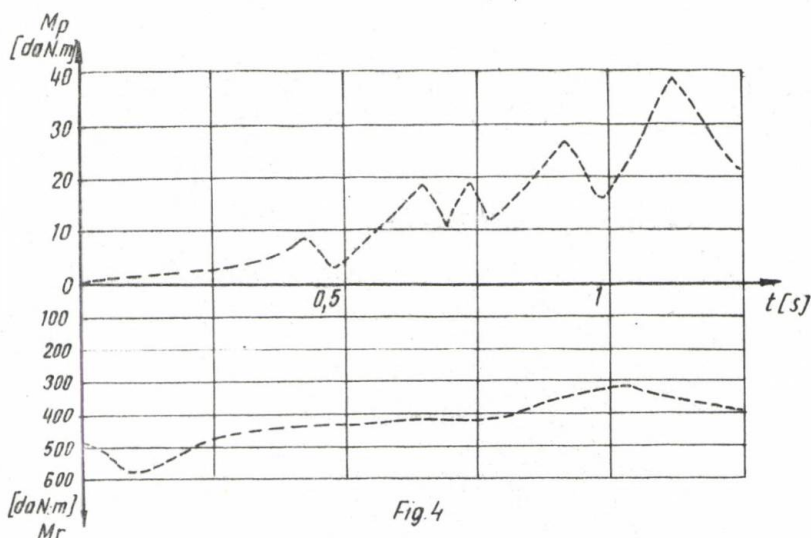


Fig.4

M_r la arborii roților motoare (care constituie suma momentelor M_{rs} și M_{rd}) și a momentului M_p la cuplarea rotorului frezei în timpul deplasării agregatului, observîndu-se o scădere a momentului M_r concomitent cu creșterea mărimii M_p .

4. Concluzii

1. Utilizarea metodelor electrotensometrice de măsură permite determinarea evoluției în timp a momentelor de torsiune care solicită elementele transmisiei tractorului la lucrul cu mașini agricole acționate prin priza de putere.

2. Rezultatele obținute arată că la cuplarea organelor active, pondere mare în determinarea valorilor maxime atinse de momentul de torsiune în transmisie are ritmul de cuplare. Ușoara prelungire a timpului de cuplare provoacă reduceri sensibile ale vîrfurilor de solicitare.

3. Cuplarea prizei de putere înaintea punerii în mișcare a agregatului nu conduce la o reducere a nivelului solicitărilor.

BIBLIOGRAFIE

- [1] GHINEA, T. Particularități ale lucrului tractorului cu diferite mașini agricole privind solicitările transmisiei prizei de putere. Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1975.
- [2] TAMASANU, D. Mașini cu organe rotative pentru prelucrarea solului. București, Editura Ceres, 1971.

GHINEA, T., BRATUCU, GH.

ASPECTE COMPARATIVE ALE SOLICITARILOR TRANSMISIEI
TRACTORULUI LA LUCRUL CU COMBINA DE SILOZ SI PREZA
AGRICOLA

Rezumat

In lucrare se prezintă o metodă de determinare experimentală a solicitărilor transmisiei la lucrul tractorului cu două mașini agricole având organele active dispuse pe rotoare acționate de la priza de putere. Sînt înfățișate comparativ unele particularități ale regimului solicitărilor dependente de modul punerii în mișcare a organelor active.

ASPECTS COMPARATIFS DES SOLLICITATIONS DE LA
TRANSMISSION DU TRACTEUR AU TRAVAIL AVEC LA
MOISSONNEUSE A SILO ET LA RAMASSEUSE-HACHEUSE AGRICOLE

Résumé

Dans l'ouvrage on présente une méthode pour la détermination expérimentale des sollicitations de la transmission au travail du tracteur avec deux machines agricoles ayant les organes actifs disposés sur des rotors actionnés par la prise de force. On envisage comparativement certaines particularités du régime des sollicitations dépendant du rythme de la mise en mouvement des organes actifs.

SINTEZA CUPLEI TĂIETOARE LA UN APARAT DE TĂIERE A PLAN- TELOR

Ing. Ion Crișan, asistent la Universitatea din Brașov;
Ing. Gheorghe Moldovean, asistent la Universitatea din Brașov;
Ing. Alexandru Radu, asistent la Universitatea din Brașov.

1. Introducere

Asigurarea variației unghiului de prindere a plantelor, între anumite limite, în funcție de destinația aparatului de tăiere, care să realizeze tăierea plantelor în condiții optime, se poate obține - la aparatele cu mișcare rectilinie alternativă - prin transformarea mișcării rectilinii a cuțitelor în mișcare pendulară [4] sau prin folosirea unor cuțite cu tășurile curbate [1].

În [1] s-a determinat variația unghiului de prindere a plantelor $\Delta\psi$, la un cuțit cu tășul curbat după o rază de cerc, ca fiind dată de

$$\Delta\psi = \Delta\alpha = 2 \arcsin \frac{1}{R} \frac{h}{2 \cos \alpha_0}, \quad (1)$$

în care R reprezintă raza de curbură a tășului; h - înălțimea cuțitului; α_0 - unghiul mediu de tăiere al cuțitului.

O cuplă tăietoare, care are numai tășul cuțitului curbat, asigură o variație a unghiului de prindere, în anumite limite, în funcție de raza de curbură aleasă și de dimensiunile cuțitului, în timp ce o cuplă care are ambele tășuri curbate (ale cuțitului și contracuțitului) asigură o variație în limite mult mai mari ale acestuia la aceleași valori ale razelor de curbură și ale dimensiunilor cuțitului.

În lucrare autorii își propun stabilirea variației unghiului de prindere a plantelor la o cuplă tăietoare cu ambele tășuri curbate, în funcție de razele de curbură și să dea în acest mod, proiectanților, posibilitatea alegerii razelor de curbură, în scopul realizării unei tăieri optime a plantelor.

2. Analiza cuplei tăietoare cu tăişurile curbate

Se consideră o cuplă tăietoare (fig.1) la care tăişul cuţitului este curbat după o rază R iar cel al contracuţitului curbat după o rază R_1 . O plantă prinsă în această cuplă (la distanţa x de la baza cuplei), este tangentă în punctul "i" al cuţitului formînd în acest punct unghiul de tăiere α_i iar tăişului contracuţitului în punctul "j", formînd unghiul de reţinere β_j .

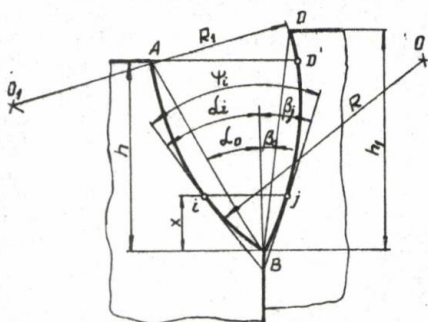


Fig.1

Se realizează la această distanță unghiul de prindere al plantei, unghi ce are valoarea

$$\psi_i = \alpha_i + \beta_j, \quad (2)$$

cu valorile extreme:

$$\left. \begin{aligned} \psi_{min} &= \alpha_{min} + \beta_{min}; \\ \psi_{max} &= \alpha_{max} + \beta_{max}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

la vârful și respectiv la baza

cuplei.

Din (3) rezultă valoarea variației unghiului de prindere ca fiind,

$$\Delta\psi = \psi_{max} - \psi_{min} = \Delta\alpha + \Delta\beta. \quad (4)$$

Prin analogie cu expresia (1), pentru $\Delta\alpha$ [1], se poate scrie și legea de variație a unghiului β :

$$\Delta\beta = 2 \arcsin \frac{1}{R_1} \cdot \frac{h_1}{2 \cos \beta_0}, \quad (5)$$

unde R_1 este raza de curbura a tăişului contracuţitului; h_1 - înălțimea contracuţitului; β_0 - unghiul mediu de reținere al cuţitului.

Din relațiile (1), (4) și (5) se obține relația:

$$\Delta\psi = 2 \left(\arcsin \frac{h}{2R \cos \alpha_0} + \arcsin \frac{h_1}{2R_1 \cos \beta_0} \right), \quad (6)$$

care reprezintă expresia matematică a legii de variație a unghiului de prindere a plantei, la cupla tăietoare cu tăişurile curbate fiind $h = h_1$.

Practic, însă $h_1 > h$ [3], iar variația unghiului β este mai mică (între punctele B și D' - fig.1) și are valoarea:

$$\Delta'\beta = \frac{h}{h_1} 2 \arcsin \frac{1}{R_1} \cdot \frac{h_1}{2 \cos \beta_0}, \quad (7)$$

datorită cărui fapt valoarea reală a variației unghiului de prindere se determină cu relația:

$$\Delta' \psi = \frac{2}{h_1} \left(h_1 \arcsin \frac{h}{2R \cos \alpha_0} + h \arcsin \frac{h_1}{2R_1 \cos \beta_0} \right). \quad (8)$$

Domeniul de definiție al relației (8) este dat de valorile variabilelor independente R și R_1 astfel:

$$\left. \begin{aligned} R \in \left(-\infty, -\frac{h}{2 \cos \alpha_0} \right] \cup \left[\frac{h}{2 \cos \alpha_0}, +\infty \right); \\ R_1 \in \left(-\infty, -\frac{h_1}{2 \cos \beta_0} \right] \cup \left[\frac{h_1}{2 \cos \beta_0}, +\infty \right). \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

În funcție de valorile razelor de curbura R și R_1 , se pot întâlni următoarele situații (forme constructive ale cuplei):

a) Când $R \in [h/2 \cos \alpha_0; +\infty)$ și $R_1 \in [h_1/2 \cos \beta_0; +\infty)$, tăișurile ouțitului și al contracouțitului sînt concave (v.fig.1), variația unghiului de prindere este $\Delta' \psi = \Delta \alpha + \Delta' \beta$, cu valoarea maximă a acestuia la baza cuplei și minimă la vîrfurile cuplei.

b) Când $R \in (-\infty; -h/2 \cos \alpha_0]$ și $R_1 \in (-\infty; -h_1/2 \cos \beta_0]$, tăișurile sînt convexe (fig.2).

c) Când $R \in [h/2 \cos \alpha_0; +\infty)$ și $R_1 \rightarrow \pm \infty$, se obține o cuplă tăietoare cu tăișul ouțitului concav [1] și al contracouțitului drept (fig.3, a). Variația unghiului de prindere pentru această situație este reprezentată, în funcție de R , în diagrama din fig.3, c cu linie continuă^{*)}.

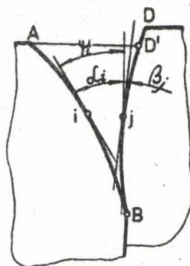


Fig.2

d) Când $R_1 \in [h_1/2 \cos \beta_0; +\infty)$ și $R \rightarrow \pm \infty$, cupla tăietoare are tăișul ouțitului drept și cel al contracouțitului concav (v.fig.3, b). Unghiul de prindere în această situație are o variație care este reprezentată grafic în diagrama din fig.3, c cu linie între-

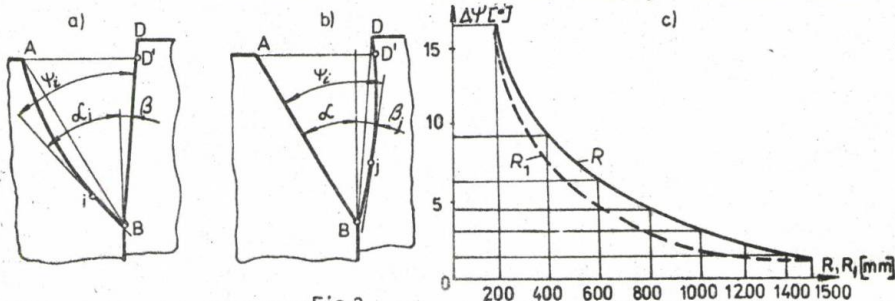


Fig.3

*) Curbele s-au trasat pentru un aparat de tăiere cu caracteristicile dimensionale $h=55$ mm, $h_1=60$ mm, $\alpha_0=30^\circ$, $\beta_0=5^\circ$.

ruptă, în funcție de R_1 .

e) Când tăișul cuțitului este drept ($R \rightarrow \infty$) și al contracuțitului convex (R_1 are valori negative).

f) Când tăișul contracuțitului este drept și cel al cuțitului este convex ($R_1 \rightarrow \infty$ și R are valori negative).

În cazurile de la punctele b, e și f, unghiul de prindere are valoarea minimă la baza cuplei și maximă la vârful cuplei iar variația acestuia este negativă lucru ce contravine condiției de realizare a tăierii optime a plantelor [2,3], motiv pentru care nu pot fi utilizate în practică.

g) Când tăișul cuțitului este concav și cel al contracuțitului convex (R , pozitiv și R_1 negativ).

h) Când tăișul cuțitului este convex și cel al contracuțitului concav (R , negativ și R_1 pozitiv).

Situațiile de la punctele g și h nu sînt indicate datorită faptului că realizează o variație a unghiului de prindere în limite restrînse cu cheltuieli tehnologice mari.

În fig.4 s-au trasat curbele de variație ale unghiului de

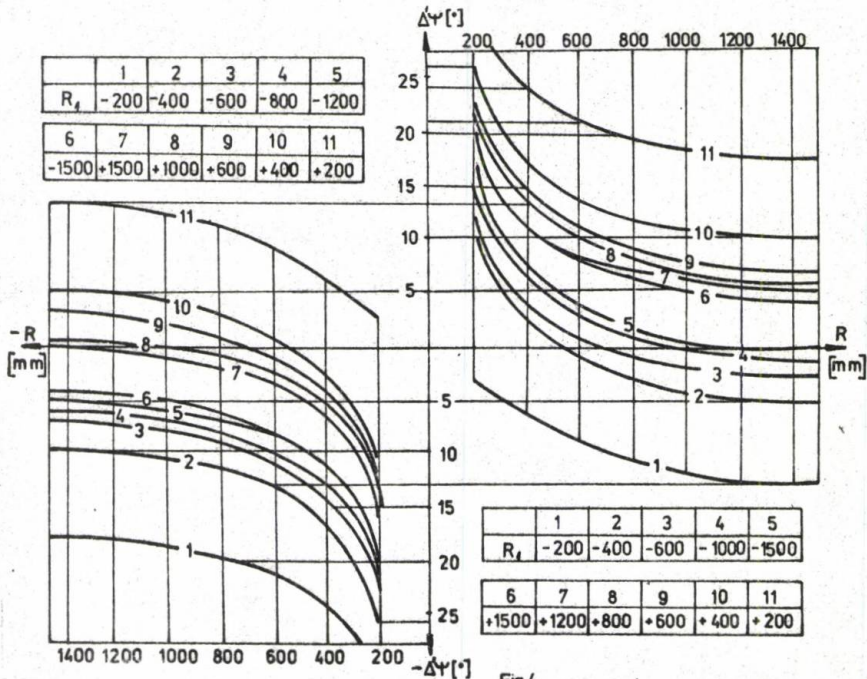


Fig.4

prindere, pentru situațiile prevăzute la punctele a,b,g și h la diverse valori ale celor două raze de curbura, pentru același aparat de tăiere ($h=55$ mm, $h_1=60$ mm, $\alpha_c=30^\circ$, $\beta_c=5^\circ$).

3. Concluzii

- Prin folosirea unei cuple tăietoare cu tășurile curbate se poate obține o variație a unghiului de prindere foarte mare.

- Condiția optimă de tăiere este asigurată numai de cuplele tăietoare care au o variație pozitivă a unghiului de prindere (la tășurile cu curbura concavă).

Bibliografie

- [1] CRISAN, I., ș.a. Sinteza profilului optim al flancului tăietor al cuțitelor cositorilor mecanice. In Buletinul Institutului Politehnic Cluj-Napoca, noiembrie 1977.
- [2] DUMITRESCU, C., ș.a. Mașini agricole pentru condiționat, recoltat și prelucrat. Universitatea din Brașov, 1971.
- [3] KRASNICENKO, A.V., ș.a. Manualul constructorului de mașini agricole. Editura tehnică. București 1964.
- [4] Brevet RSR Nr.6566.

CRISAN, I; MOLDOVEAN, GH; RADU, A.

SINTEZA CUPLEI TAIETOARE LA UN APARAT DE TAIERE A PLAN-

TELOR

Rezumat

În lucrare se stabilește expresia matematică a legii de variație a unghiului de prindere la o cuplă tăietoare, funcție de razele de curbura ale tășurilor ouștitului și contracouștitului, se analizează formele constructive ale cuplei și se trasează diagramele de variație pentru un aparat de tăiere cu următoarele caracteristici dimensionale: $h=55$ mm, $h_1=60$ mm, $\alpha_0=30^\circ$ și $\beta_0=5^\circ$.

MAHAPPARATE - SYNTHESSE DER SCHEREN MIT KRUMMEN SCHNEIDEN

Zusammenfassung

Im Beitrag wird der mathematische Ausdruck des Variationsgesetzes des Befestigungswinkels bei einer Schere mit krummen Schneiden in Abhängigkeit von den Krümmungsradien der Messer - schneiden bestimmt. Es werden die Konstruktionsarten der Schere analysiert und die Variationsbilder für den Mahapparat mit den dimensionalen Kenndaten: $h=55$ mm, $h_1=60$ mm, $\alpha_0 = 30^\circ$ und $\beta_0 = 5^\circ$ aufgezeichnet.

APARAT PENTRU DETERMINAREA REZISTENȚEI LA VĂTĂMĂRI
MECANICE A SUBERULUI TUBERCULILOR DE CARTOFI

Ing.Fl.Rus., șef de lucr.la Universitatea din Brașov;
Dr.ing.T.Ghinea, șef de lucr.la Universitatea din Brașov;
Dr.ing.R.Ghimbășan, șef de lucr.la Universitatea din Brașov;
Ing.N.Trif, Centrul de calcul, Universitatea din Brașov.

Vătămările tuberculilor de cartofi produse înainte de însilozare (la recoltat, sortat, etc.) nedetectate prin operațiile de sortare conduc la deprecierea unor cantități mari de cartofi pe timpul depozitării. Cercetătorii, care lucrează în domeniul ameliorării cartofului caută să producă noi soiuri sau linii de cartofi care să se preteze la recoltarea mecanizată. Dintre metodele utilizate la aprecierea rezistenței la vătămări mecanice cea mai utilizată este metoda pendulului [1], [2], rezistența fiind apreciată prin numărul de lovituri aplicate tuberculului până la ruperea suberului. Loviturile sunt aplicate prin intermediul unui poanson de formă paralelipedică, fixat de pendul. Inconvenientul acestei metode constă în stabilirea cu exactitate a momentului în care suberul se rupe.

Aparatul realizat permite determinarea semiautomată a rezistenței la vătămări mecanice ale tuberculilor de cartofi. Aparatul cuprinde trei sisteme distincte: sistemul mecanic de măsurare, sistemul de comandă și control și sistemul electronic pentru determinarea momentului străpungerii suberului.

Sistemul mecanic de măsurare. (fig.1), convertește forța de apăsare a tuberculului pe poanson într-o deformare a elementului elastic al dispozitivului de măsurare, deformare, măsurată prin intermediul unui comparator (precizia de citire 0,01 mm.).

Poansonul utilizat cu o formă cilindrică ($\varnothing$ 6 mm.), este format din două jumătăți, izolate electric între ele. Tuberculul se dispune pe talerul aparatului, pe un strat de nisip uscat, strat ce asigură așezarea comodă a tuberculilor în orice poziție dorită în vederea încercării.

La inițierea comenzii "măsurare" tuberculul este presat pe poanson cu ajutorul unui mecanism cu ax filetat, acționat de un motor electric de curent continuu ($P = 50 \text{ W}$, $n = 1600 \text{ rot/min.}$), printr-un reductor melcat ($i = 80$).

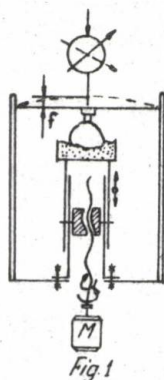


Fig. 1

În momentul străpungerii suberului motorul electric este oprit automat prin comanda dată de sistemul electronic. Pe cadranul comparatorului este citită săgeata elementului elastic. Prin inițierea comenzii "revenire" talerul se retrage, tuberculul fiind eliberat, se poate modifica poziția lui cu scopul de a face o nouă determinare, în alt punct al suprafeței. În general, se execută mai multe determinări pe suprafața unui tubercul deoarece, apare o împrăștiere mare a valorilor rezistenței la vătămare mecanică, pe diferite porțiuni ale suberului, fiind necesară o interpretare statistică a rezultatelor.

Sistemul electric de comandă (fig. 2), asigură funcționalitatea aparatului. Este format dintr-un bloc de rele electromagnetice asigurând următoarele posibilități de funcționare: deplasarea talerului în sus, în treapta rapidă, în vederea apropierii de poanson; deplasarea talerului în treaptă încetă la faza de măsurare; oprirea automată din faza de măsurare la comanda dată de sistemul electronic de sesizare a momentului străpungerii suberului, deplasarea talerului în jos cu scopul modificării poziției tuberculului

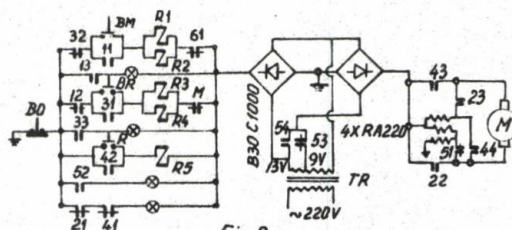


Fig. 2

sau înlocuirea lui, oprirea automată a motorului electric la sfârșitul cursei de revenire; anularea oricărei din comenzile inițiale.

Sistemul electronic de sesizare a momentului ruperii suberului (fig. 3), are la bază un traductor de umiditate. În momentul străpungerii suberului, prin tubercul se închide un circuit electric între cele două părți ale poansonului. Aceasta, conduce la apariția

unui potențial negativ pe baza tranzistorului, trecându-l în stare de conducție.

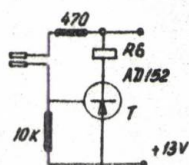


Fig 3

Releul conectat în circuitul de colector se anclanșează, prin contactele sale comandînd întreruperea circuitului electric al motorului.

Concluzii:

- În urma verificărilor executate, aparatul permite diferențierea cu precizie a solurilor, din punct de vedere al rezistenței la vătămare.
- Deservirea aparatului nu necesită personal cu calificare înaltă.
- În comparație cu aparatele existente s-a mărit viteza de determinare la aproximativ 150 experimente pe oră.

Bibliografie

- [1] DAMBROTH, M. Der Einfluss von Umwelt und pflanzenbau-lichen Maßnahmen auf die spezifische Widerstandsfähig-keit von Kartoffelknollen gegen mechanische Belastun-gen - Teză de doctorat Braunschweig - Völkenrode (R.F.G.), 1967.
- [2] GHIMBASAN, R. Studiul rezistenței la vătămări mecanice ca obiectiv important în ameliorarea cartofului. Teză de doctorat. I.A.N. B. - București 1977.

RUS, FL., GHINEA, T., GHIMBASAN, R., TRIF, N.

APARAT PENTRU DETERMINAREA REZISTENȚEI LA VĂTĂMĂRI
MECANICE A SUBERULUI TUBERCULILOR DE CARTOFI

Rezumat

În lucrarea de față se descrie principiul construcției și funcționarea aparatului pentru determinarea rezistenței la vătămări mecanice a tubercuilor de cartofi. Aparatul funcționează semiautomat, este comod în utilizare, realizând în același timp și o precizie ridicată. Utilizarea lui, în domeniul ameliorării cartofului, permite diferențierea soiurilor nou create, din punct de vedere al rezistenței la vătămări.

APPAREIL A DETERMINER LA RESISTANCE AUX DEGATS
MECANIQUES DES TUBERCULES DE POMMES DE TERRE

Résumé

Dans l'ouvrage on décrit le principe, la construction et le fonctionnement de l'appareil à déterminer la résistance aux dégâts mécaniques des tubercules de pommes de terre. L'appareil fonctionne semiautomatiquement, son utilisation est facile assurant à la fois une haute précision. Son utilisation dans le domaine de l'amélioration de la pomme de terre rend possible l'établissement des différences entre les variétés nouvellement créées, du point de vue de la résistance aux dégâts mécaniques.

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A - Applied Mechanics - Machine Building
Vol. XX - C • 1978

Machine building and material
working technology

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A - Mécanique appliquée - Construction de machines
Vol. XX - C • 1978

Construction de machines et la
technologie d'usinage des matériaux

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT ZU BRAȘOV
Serie A - Angewandte Mechanik - Maschinenbau
Band XX - C • 1978

Maschinenbau und Technologie der
Bearbeitung von Werkstoffen



DURATA DE FUNCTIONARE A MASINII-UNELTE SI REGIMUL

DE ASCHIERE LA PRELUCRARILE PRIN STRUNJIRE

Ing. Piukovici Ivan, șef de lucrări, Universitatea din Brașov.

În procesul de exploatare a mașinilor-unelte, precizia constructivă a acestora nu are un caracter constant. După o perioadă de funcționare, datorită deformărilor remanente a unor piese ale mașinii-unelte precum și datorită uzurii acestora, precizia geometrică a utilajului se modifică. În acest fel se ajunge la dispariția caracteristicilor de recepționare a mașinii-unelte, fenomen ce se manifestă în mărirea abaterilor de formă ale pieselor prelucrate, deci la micșorarea preciziei lor de execuție.

Practica a arătat că scoaterea din funcțiune a mașinii-unelte este cauzată în mare parte de pierderea preciziei de prelucrare și a rezistenței la vibrații datorită uzurii ghidajelor și în mai mică măsură datorită distrugerii unor alte organe sau subansamble ale mașinii.

În lucrarea [1] se studiază influența uzurii ghidajelor batiului asupra preciziei de prelucrare în cazul ghidajului combinat (prismatic cu plan) întâlnit de obicei la strunguri.

În acest sens foarte importantă ar fi stabilirea acestei influențe funcție de uzura în timp, adică funcție de durata de funcționare a strungului, ceea ce încă nu s-a realizat.

De aceea pentru compensarea erorilor datorită uzurii și pentru a menține piesa prelucrată în parametrii de precizie prescriși, trebuie, să se micșoreze regimul de așchiere, să se mărească numărul de treceri, ceea ce duce la micșorarea productivității.

Productivitatea tehnologică a strungului se exprimă prin relația [2]:

$$K = \frac{1}{Z_{bm}} , \quad (1)$$

unde; Z_{bm} este timpul de bază de mașină, care se exprimă funcție de parametrii dimensionali și parametrii regimului de așchiere, astfel:

$$Z_{bm} = 60 \frac{\pi \cdot d \cdot L \cdot f^{x_v}}{1000 \cdot C_v \cdot s^{y_v}} , \quad (2)$$

unde: d - diametrul piesei, în mm ;
 L - lungimea piesei de prelucrat, în mm ;
 t - adâncimea de aşchiere, în mm ;
 s - avansul, în mm/rot ;
 C_v - coeficient care depinde de caracteristicile materialului care se prelucerează şi materialului sculei;
 X_v, Y_v - exponenţi funcţie de materialul care se prelucerează şi condiţiile de prelucrare.

Pentru strungurile universale, datorită varietăţii mari a pieselor prelucrate se recomandă a se lua în consideraţie suprafaţa prelucrată în unitatea de timp. Astfel în lucrarea [3] se defineşte timpul de maşină pentru prelucrarea unui m^2 de piesă, ca fiind:

$$Z_{ubm} = \frac{10^3}{v \cdot s} , \quad (3)$$

unde: v este viteza de aşchiere exprimată în [m/min];

Trinind seama de relaţiile (1) şi (3) se stabileşte expresia productivităţii tehnologice unitare:

$$K_u = \frac{1}{Z_{ubm}} = \frac{v \cdot s}{10^3} . \quad (4)$$

Funcţie de viteza de aşchiere, timpul de bază de maşină este dat de relaţia:

$$Z_{bm} = \frac{60 \cdot \pi \cdot d \cdot L}{10^3 \cdot v \cdot s} , \quad (5)$$

care exprimat funcţie de K_u devine:

$$Z_{bm} = \frac{60 \cdot \pi \cdot d \cdot L}{10^6 \cdot K_u} . \quad (6)$$

Egalind expresiile timpului de bază de maşină din relaţiile (2) şi (6) se obţine expresia avansului şi anume:

$$s = \left(\frac{10^3 \cdot t^{X_v}}{C_v} \cdot K_u \right)^{\frac{1}{1-Y_v}} . \quad (7)$$

Conform lucrării [3] productivitatea tehnologică unitară, care exprimă scăderea calităţii strungului în timp în general datorită uzurii, este:

- pentru prelucrări în clasa de precizie 12 - 13 ISO:

$$K_u = \frac{7.3 \cdot 10^{-4}}{1.02^2} + \frac{4.0 \cdot 10^{-4}}{1.11^2} ; \quad (8)$$

- pentru prelucrări în clasa de precizie 11 ISO:

$$K_u = \frac{5,8 \cdot 10^{-4}}{1,02^z} + \frac{3,2 \cdot 10^{-4}}{1,11^z}, \quad (9)$$

unde: z este durata de funcționare a strungului exprimată în ani, în condiția lucrului în două schimburi.

Introducând expresia productivității din relația (8) respectiv (9) în relația (7) se obține:

$$s = \left[\frac{t^{x_v}}{10C_v} \left(\frac{7,3}{1,02^z} + \frac{4,0}{1,11^z} \right) \right]^{\frac{1}{1-y_v}}, \quad (10)$$

respectiv:

$$s = \left[\frac{t^{x_v}}{10C_v} \left(\frac{5,8}{1,02^z} + \frac{3,2}{1,11^z} \right) \right]^{\frac{1}{1-y_v}}. \quad (11)$$

Cunoscând durata de funcționare a strungului cu ajutorul relației (10) respectiv (11), se stabilește mărimea avansului funcție de adâncimea de așchiere impusă în vederea compensării erorilor datorită uzurii în timp a utilajului.

Bibliografie

- [1] Rusu, St. Variația preciziei de prelucrare în funcție de uzura ghidajelor batiului la strunguri. In: Construcția de mașini, nr. 1, 1970, pag. 37 - 43.
- [2] Drăghici, G. Tehnologia construcțiilor de mașini. București, Ed. didactică și pedagogică, 1977.
- [3] Hmelnitki, IŬ.V. Izmenenie proizvoditelnosti universalnykh tokarnykh stankov v zavisimosti ot sroka ih slujbi. In: Izvestia vssgh ucebnih zavedenii, Mašinostroenie, nr. 2, 1977, pag. 157 - 160.

PIUKOVICI, I.

DURATA DE FUNCTIONARE A MASINII-UNELTE SI REGIMUL DE ASCHI-
ERE LA PRELUCRARILE PRIN STRUNJIRE

Rezumat

In lucrare, luind in considerare productivitatea tehnologică la strunjire, se stabilește expresia avansului în funcție de adâncimea de așchiere și durata de funcționare a mașinii-unelte.

LA DURÉE DU FONCTIONNEMENT DE LA MACHINE-OUTIL ET LE
RÉGIME DE COUPE AU TOURNAGE

Résumé

Dans cet ouvrage, à partir de la productivité technologique par le tournage, on établit la formule de l'avance en fonction de la profondeur de coupe et de la durée du fonctionnement de la machine-outil.

CONTRIBUTII LA MODERNIZAREA MASINII DE RECTIFICAT FILETE

Ing. Suteu Virgil, șef de lucrări la Universitatea din Brașov;
Dr. ing. Boangiu Gheorghe, conf. la Universitatea din Brașov.

Mecanismul gurub-piuliță cu frecare cu rostogolire s-a impus pe plan mondial în ultima vreme datorită unor avantaje incontestabile față de cel cu frecare cu alunecare, printre care se pot aminti următoarele:

- eliminarea completă a jocului din filet și realizarea unei stringeri care să asigure o rigiditate suficientă;
- pierderi mici prin frecare, randament ridicat, de 0,9, în comparație cu transmisia gurub-piuliță cu frecare cu alunecare, unde se obține un randament de 0,2 - 0,4;
- independența aproape completă a forței de frecare față de viteză și frecarea în repaus extrem de mică, ceea ce contribuie la asigurarea stabilității și uniformității mișcării.

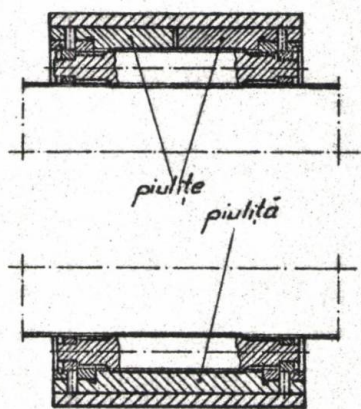


Fig. 1

În figura 1 se prezintă construcția a unui mecanism gurub-piuliță cu role filetate pentru a se putea remarca modul de plasare a rozelor filetate între gurub și piuliță, piulița la rândul ei fiind realizată din două bucăți.

Alegerea elementelor unei transmisii cu role filetate se face ținând seama în primul rând de încărcarea echivalentă.

La transmisiile cu role filetate ca și la cele cu role cilindrice raportul de flexibilitate este de 0,95 - 0,97, iar presiunea de contact în mecanismul cu role filetate este neînsemnată față de cea din mecanismul cu role cilindrice cu același diametru și același profil de fi-

let, ceea ce înseamnă că mecanismul șurub-piuliță cu role filetate poate suporta încărcări mai mari decât cel cu role cilindrice și mult mai mari decât cel cu bile. La mecanismele cu role filetate se obțin încărcări mari chiar și la diametre mici ale șurubului, fapt pentru care se preferă în construcția mașinilor de precizie pentru rectificat filete, la care diametrul șurubului este de dimensiuni mici.

Eliminarea jocului și realizarea stringerii se reduc la modificarea poziției reciproce a două piulițe sau preîncărcarea unei singure piulițe. Sînt posibile două cazuri principale cînd transmisia are două piulițe: 1. se reglează poziția relativă a piulițelor în direcție axială, poziția lor unghiulară reciprocă rămînînd neschimbată, 2. se reglează poziția relativă a piulițelor în direcția unghiulară, poziția lor axială rămînînd neschimbată.

În urma studiului s-a stabilit și pînă la ce sarcină autofrînarea este asigurată. S-a ajuns la concluzia că într-o transmisie șurub-piuliță cu frecare cu rostogolire cu bile sau cu role filetate, asamblată cu stringere prealabilă, autofrînarea este asigurată dacă

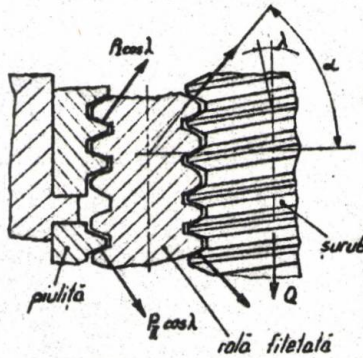


Fig. 2

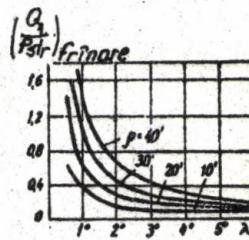


Fig. 3

sarcina Q , așa cum se vede în figura 2 în care s-a reprezentat sistemul cu role filetate, nu depășește o anumită valoare:

$$Q_{frînare} = \left(\frac{Q}{P_{str}} \right)_{frînare} \quad (1)$$

în care P_{str} este forța normală pe o spirală a rolei filetate, provocată de stringerea prealabilă.

În literatură raportul $(Q/P_{str})_{frînare}$ rezultă din graficul prezentat în figura 3 în funcție de unghiul de înclinare λ al

eliceii filetelui.

Un element de calcul important care caracterizează transmisiile gurub-piuliță este randamentul mecanic al acestora. În urma stabilirii acestuia în cazul mecanismelor cu frecare cu alunecare și cu rostogolire s-a putut constata avantajul folosirii în construcția mașinilor unelte de precizie a transmisiilor cu frecare cu rostogolire. Randamentul transmisiilor cu filet și frecare cu rostogolire este mai mare ca al oricărui dispozitiv de transmisie mecanic comparabil.

Astfel în cazul mecanismelor cu role filetate se poate ilustra, prin comparare, diagrama de variație a randamentelor în funcție de unghiul eliceii filetelui, așa cum se vede în figura 4, ajungându-se totodată, pentru randament la o relație simplă, în raport cu diametrul gurubului și pasul filetelui acestuia și anume:

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,02 \frac{d}{p}} \quad (2)$$

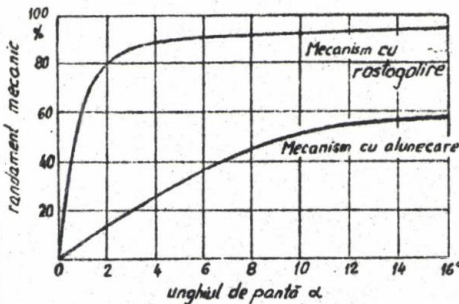


Fig. 4

Luând în considerare randamentele prin comparare ale celor două tipuri de transmisii gurub-piuliță cu frecare cu alunecare și cu frecare cu rostogolire, se remarcă faptul că durata de funcționare a mecanismelor cu elemente intermediare de rostogolire este simțitor mai mare decât a celor cu gurub-piuliță cu frecare cu alunecare cu filet trapezoidal. O ungere bună sporește randamentul și deci durata de funcționare a mecanismului. Intervalul normal de temperaturi atunci când ungerea este bună și transmisia cu frecare cu rostogolire este executată corespunzător variază între -60°C și $+75^{\circ}\text{C}$.

În ce privesc transmisiile gurub-piuliță cu role, filetate, la care durata de funcționare este mult mai mare decât a celor cu bile, se acceptă la proiectare, că între durabilitatea transmisiei, încărcarea dinamică P_r și solicitarea exterioară P intervine următoarea relație:

$$L = \left(\frac{P_r}{P} \right)^3 \quad [\text{milioane rotații}] \quad , \quad (3)$$

sau

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} \text{ [ore]}, \quad (4)$$

asemănător cu cazul mecanismelor gurub-piuliță cu bile cu mai multe rînduri și cu cazul rulmenților. Raportul P_r/P este denumit coeficient de durabilitate. Pentru o dimensionare corectă a suprafețelor de lucru ale transmisiei gurub-piuliță cu role filetate, care după cum se vede, înlocuiește cu succes transmisiile clasice cu frecare cu alunecare, trebuie să fie cunoscută durata ei de funcționare în raport cu destinația sa. Astfel, la utilizarea lor în construcția mașinilor unelte de rectificat filete, durata lor de funcționare poate ajunge la 15 ani.

În sfîrșit, una din cele mai importante probleme care se cere a fi rezolvată în construcția acestor transmisii cu frecare cu rostogolire și prin care se justifică cel mai bine necesitatea înlocuirii mecanismelor gurub-piuliță clasice cu frecare cu alunecare cu cele cu frecare cu rostogolire și dintre acestea de preferat cele cu role filetate, este legată de precizia elementelor acestora, deoarece influențează în cel mai înalt grad precizia de prelucrare a piesei. Se consideră că transmisiile gurub-piuliță în cadrul lanțurilor cinematice ale mașinilor unelte de precizie de rectificat filete au o pondere de 70% în ce privește influența preciziei acestor transmisii asupra preciziei pieselor de prelucrat. De aceea o serie de firme constructoare de mașini unelte au în preocupări precizia transmisiilor gurub-piuliță cu bile și cu role filetate, dînd recomandări cu privire la precizia, rezultate din experiență, care să releve superioritatea acestor mecanisme față de cele obișnuite cu alunecare.

În cadrul unei lucrări contractuale cu Întreprinderea de autocamioane Bragov s-a proiectat și realizat pentru această întreprindere un mecanism gurub-piuliță cu role filetate care să înlocuiască la mașina de rectificat filete Lindner veche, actualul mecanism cu frecare cu alunecare cu filet trapezoidal, Controlul preciziei acestui mecanism s-a efectuat cu ajutorul unui dispozitiv de control complex executat în cadrul aceleiași lucrări contractuale cu I.A.Bv. [1] și brevetat în țară, cu care s-au determinat erorile cinematice E_{cn} ale transmisiei cu role filetate rezultînd diagrame de variație ca în figurile 5 și 6.

Din diagrame rezultă că eroarea de pas a gurubului este $\Delta P_0 = 0,0015$ mm, ceea ce duce la o precizie cinematică a mecanismului

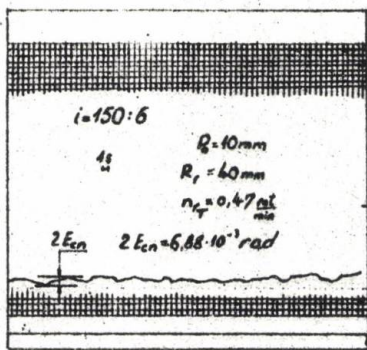


Fig. 5

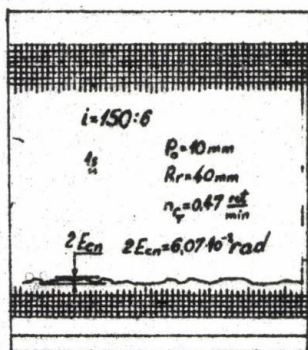


Fig. 6

gurub-piuliță cu role filetate foarte ridicată care justifică deci necesitatea utilizării unui astfel de mecanism în locul celui clasic existent.

Bibliografie

- [1] Suteu, V., Boangiu, Gh. Studiul ridicării preciziei mașinilor unelte de rectificat filete de la I.A.Bv., - contract Universitatea din Brașov, I.A.Bv., 1977-1978.

SUTEU, V., BOANGIU, GH.

CONTRIBUTII LA MODERNIZAREA MASINII DE RECTIFICAT FILETE

Rezumat

In această lucrare se prezintă un studiu al mecanismului surub-piuliță cu role filetate care s-a impus pe plan mondial datorită unor avantaje incontestabile față de cel cu frecare cu alunecare printre care: eliminarea completă a jocului din filet și realizarea unei strângeri care să asigure o rigiditate suficientă, pierderi mici prin frecare și deci randament ridicat, durata de funcționare mare. Un astfel de mecanism are o precizie cinematică foarte mare și a fost realizat în vederea modernizării mașinii de rectificat filete Lindner de la I.A.Bv.

CONTRIBUTIONS A LA MODERNISATION DE LA MACHINE A RECTIFIER

DES FILETS

Résumé

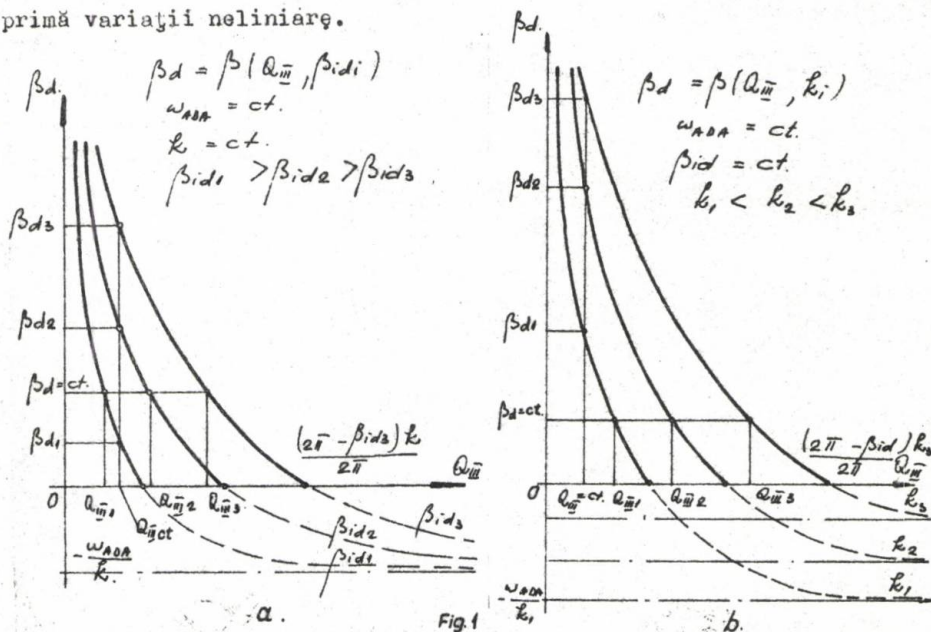
Dans cet ouvrage on présente une étude sur le mécanisme de la vis à rouleaux satellites qui s'est imposé sur le plan mondial grâce à des avantages incontestables par rapport à celui avec frottement à glissement parmi lesquels: l'élimination complète du jeu et la réalisation d'un serrage qui assure une rigidité suffisante, des pertes petites par frottement et un rendement élevé, une grande durée de fonctionnement. Ce mécanisme a une précision cinématique très grande et il a été réalisé en usine pour la modernisation de la machine à rectifier des filets, Lindner.

INFLUENȚA FACTORILOR TEHNICO-ECONOMICI AI PROCESULUI
TEHNOLOGIC ASUPRA MĂRIMII UNGHIELUI DE GOL AL CAMEI DISC
UTILIZATA IN CONSTRUCTIA DE MASINI-UNELTE AUTOMATE (III)*)

Ing. Gheorghe Boncoi, conferențiar la Universitatea din Brașov.

Strunguri automate cu comandă mecanică din grupa III

În scopul cercetării influenței calitative și cantitative a diferiților factori asupra mărimii unghiului total de gol al camei disc utilizată la automatele din grupa III-a, se are în vedere relațiile (8) din prima parte a lucrării. Dintre diagramele posibil-determinabile pe baza relațiilor din [1], interes prezintă cele ce exprimă variații neliniare.



In fig. 1 se prezintă variația unghiului de gol, dependent de

* Prima parte a lucrării a apărut în Buletinul Universității din Brașov, Seria A - Mecanică Aplicată - Construcția de Mașini, Vol. XIV. 1972.

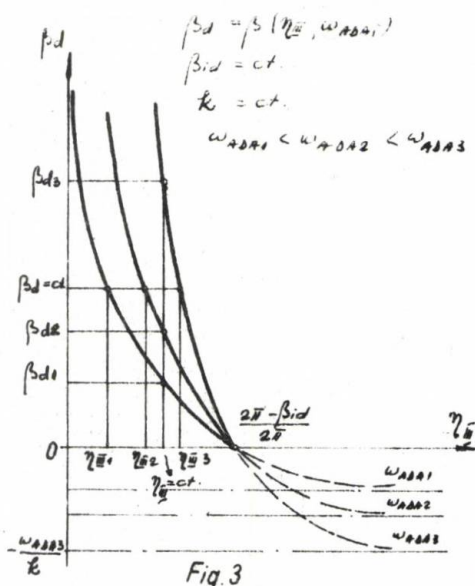
sistemul de comandă β_d în funcție de productivitatea reală Q_{III} și unghiul de gol independent de sistemul de comandă β_{id} .

În domeniul valorilor mici ale lui Q_{III} , variații mici ΔQ_{III} conduc la variații mari $\Delta \beta_d$. Un proces tehnologic dat, $\beta_{id} = ct$ realizabil pe un automat din grupa III varianta c fig. 6 (partea întâia a lucrării) al cărui AD are două turații diferite ($n_{ADl} \ll n_{ADg}$) vor necesita două valori diferite pentru β_d ; se va alege aceea corespunzătoare lui ω_{ADg} întrucît camele permanente pe care se materializează β_d funcționează cu turația n_{ADg} . Diferitele procese tehnologice, care impun automatului cicluri de funcționare cu structuri diferite, deci care cer $k \neq ct$, $\beta_{id} \neq ct$, $\omega_{AD} \neq ct$ odată cu reglarea, realizabile pe un automat din grupa III varianta a fig. 4 din partea întâia a lucrării vor necesita unghiuri de gol $\beta_d \neq ct$. Diferitele tipuri de automate din grupa III precum și varianta b a acestora fig. 5 din partea întâia a lucrării care au $\omega_{AD} \neq ct$, impun $\beta_d \neq ct$. Avînd în vedere că domeniul rațional de utilizare al automatelor din grupa III după [2, 3] se află în intervalul mărimilor medii ale lui k , Q_{III} , rezultă că variații relativ mici $\Delta \omega_{AD}$, ΔQ_{III} , conduc la variații relativ mari $\Delta \beta_d$. Un automat din grupa III este cu atît mai eficient economic cu cît ω_{AD} este mai mare și deci cu cît punctul de intersecție al curbei, cu axa absciselor este mai îndepărtat de origine, iar pe de altă parte cu cît asimptota orizontală se află la o ordonată, în valoare absolută, mai mică. Îndepărtarea punctului de intersecție de origine și apropierea asimptotei de axa absciselor se poate face prin mărirea lui k (reducerea numărului de mișcări de lucru nesuprapuse, deci prin micșorarea unghiului α și deci prin suprapunerea de unghiuri α_i), și prin micșorarea lui ω_{ADA} . Pentru aceeași variație $\Delta \omega_{AD}$ procesele tehnologice complexe care oferă un k mic conduc la o variație $\Delta \beta_d$ mai mare decît procesele tehnologice simple. Automatele din grupa III cu ω_{ADA} mari conduc la variații $\Delta \beta_d$ mai mari decît cele cu ω_{ADA} mici (pentru aceeași variație $\Delta \omega_{AD}$).

În fig. 2 se prezintă variația unghiului de gol, dependent de sistemul de comandă β_d , în funcție de productivitatea tehnologică k și de viteza unghiulară a ADA - ω_{ADA} . Procesele tehnologi-

III din grupa III necesită unghiuri de gol $\Delta\beta_d$.

Pentru funcțiile standard din grupa III dat, unghiul total de gol $\beta_{\bar{d}}$ este constant pentru o reglare dată și variabil odată cu reglarea. Poate funcționa standard de pe un automat din grupa III variantele a și c, necesită unghiuri de gol varia-



bile odată cu reglarea, ceea ce impune înlocuirea camelor schimbabile odată cu modificarea parametrilor principali ai regimului de aşchiere (n, s). Funcțiunile standard de pe un automat dat din grupa III varianta b necesită unghiuri de gol constante, ceea ce nu impune schimbarea camelor dacă se modifică parametrii n și s ai regimului de aşchiere. Diferitele tipuri de automate din grupa III, pentru o aceeași funcțiune standard a completului de came necesită unghiuri de gol diferite.

Lin cele prezentate rezultă următoarele concluzii:

1. Eficiența economică a unui automat din grupa III crește odată cu micșorarea unghiului total de gol $\beta_{\bar{d}}$ al întregului complet de came și deci cu micșorarea fiecărui unghi de gol component β_d , β_{id} , al celor două seturi de came: permanente și schimbabile. Micșorarea influenței negative a mărimii unghiului de gol β_d asupra utilizării economice a automatului din grupa III se poate face prin mărirea turației n_{ADA} , ceea ce este ușor realizabil la varianta b. Metoda principală de reducere a lui $\beta_{\bar{d}}$ constă în micșorarea fiecărui unghi de gol component nesuprapus. Mărirea unghiurilor de gol suprapuse, corespunzătoare funcțiunilor standard suprapuse, nu influențează asupra eficienței economice de utilizare a automatului. Ca urmare, în condiții reale de funcționare a automatului, pentru funcțiunile standard suprapuse se pot alege unghiuri de gol mai mari decît cele admisibile, iar cînd o funcțiune standard necesită un

unghi de gol mare, ea trebuie suprapusă parțial sau total în cadrul ciclului de funcționare.

2. Unghiul de gol β_d scade odată cu creșterea unghiului de gol β_{id} , a vitezei unghiulare ω_{AD} , a productivității reale Q_{III} și a coeficientului de utilizare al automatului η_{II} , și poate crește odată cu creșterea vitezei unghiulare ω_{ADA} , a productivității tehnologice k .

3. Cu creșterea complexității procesului tehnologic, dacă β_{id} crește atunci β_d trebuie micșorat. Acest lucru poate fi realizat prin suprapunerea unor funcțiuni standard în ciclul de funcționare, recomandabil cele care necesită unghiuri mari.

4. Variația unghiului de gol β_d - la variantele a și c - conduce la variația unghiului de gol β_{id} , iar la varianta b nu se influențează reciproc. Ca urmare condiția de comparație $\beta_{id} = ct$, poate fi respectată numai în cazuri particulare.

5. Unghiul de gol β_{id} la varianta c trebuie parcurs cu ω_{ADg}

6. În domeniul de utilizare al automatelor din această grupă (cel a valorilor medii ale parametrilor k , Q_{III} , ω_{AD}) variații mici ale parametrilor ce intră în relațiile lui β_d , conduc la variații relativ mari ale unghiului de gol β_d . Ca urmare trebuie acordată o mare atenție la calculul unghiului total de gol β_{II} și a fiecărui unghi de gol component nesuprapus.

BIBLIOGRAFIE

- [1] BONCOI, GH., - Contribuții la studiul legilor de profilare a sectoarelor de gol ale camelor disc utilizate în construcția de mașini-unelte. Teză de doctorat, I.P. Bragov, 1971.
- [2] JAGER, H., - Beitrag zur Steuerung von Einspindel - Drehautomaten. Diss T.H. Stuttgart, 1964.
- [3] SAUMEAN, G.A., - Avtomati i avtomaticheskie linii. Moskva, Mashiz, 1961.

BONGOI GH.

INFLUENȚA FACTORILOR TEHNICO-ECONOMICE AL PROCESULUI
TEHNIC ASUPRA MĂRIMII UNGHIIULUI DE GOL AL CAMEI DISC
UTILIZATA ÎN CONSTRUCȚIA DE MASINI-UNELTE AUTOMATE (III)

Rezumat

În lucrare, care reprezintă partea III, se studiază influența calitativă a productivității reale, tehnologice și coeficientului de utilizare asupra mărimii unghiului de gol al camei disc, din structura lanțurilor cinematice ale automatelor grupei III. Se fac recomandări pentru proiectarea și exploatarea acestor automate.

ON THE INFLUENCE OF THE TECHNICAL AND ECONOMIC FACTORS OF
THE TECHNICAL PROCESS UPON THE DEGREE OF THE AUXILIARY
MOVEMENT ANGLE OF THE DISC-CAM USED IN THE CONSTRUCTION
OF AUTOMATIC MACHINE - TOOLS.

Abstract

This paper, representing part 3, examines the qualitative influence of real technological productivity and of the utilization coefficient upon the degree of the auxiliary (dwell-return-dwell)-movement angle of the disc-cam in kinematic-chain structures of automatic machine tools belonging to group III.

Recommendations are given for the design and exploitation of automatic machine-tools under discussion.

GENERATOR DE IMPULSURI PENTRU MASINI

DE ELECTROEROZIUNE DEPLASABILE

Dr.ing.Gh. Obaciu, conferențiar la Universitatea din Brașov;

Ing. S.G. Boeriu, asistent la Universitatea din Brașov.

Procedeeul electroeroziveste destinat în principal prelucrării pieselor din materiale metalice dure, sau al suprafețelor netehnologice neprelucrabile prin procedee clasice. Un caz în care se îmbină în mare măsură ambele situații este cel al extragerii sculelor rupte în piese. Ruperea unei scule, burghiu sau tarod, în interiorul unei piese, duce fie la rebutarea piesei respective, fie la întârzieri de multe ori foarte mari ale fabricației.

Problema se pune deosebit de acut în special în cazul pieselor de dimensiuni foarte mari, netransportabile, în care caz distrugerea unei scule în timpul prelucrării nu poate fi urmată în nici un caz de rebutarea piesei.

Extragerea acestor scule se realizează prin distrugerea parțială a lor, astfel încât după aceea să poată fi îndepărtate din alezajul respectiv. Acest lucru simplifică considerabil atât construcția unei mașini speciale cât și condițiile impuse parametrilor

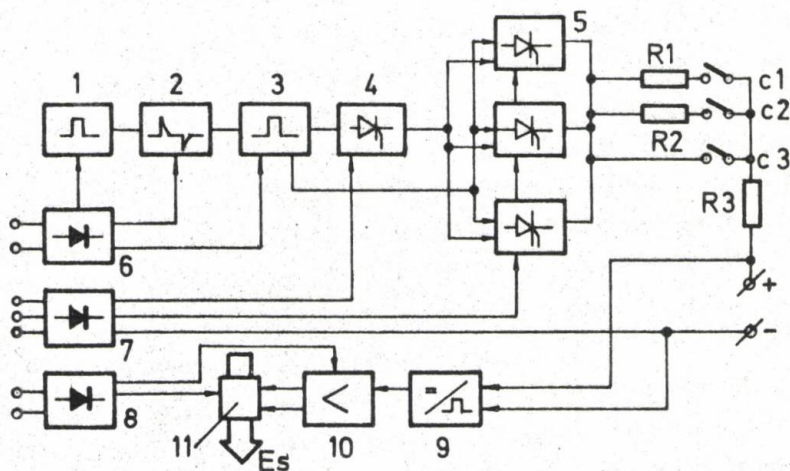


fig.1

electrotehnologici. Generatorul realizat și prezentat în figura 1

livrează impulsuri ai căror parametri au fost determinați pe cale experimentală. După cum se vede din schema bloc, generatorul este mult mai simplu decât cele clasice. Această simplificare a fost posibilă ca urmare a domeniului redus de frecvențe de lucru (200+2000 Hz) ceea ce a permis utilizarea tiristoarelor în locul tranzistoarelor de putere. Oscilatorul 1 debitează impulsuri de formă

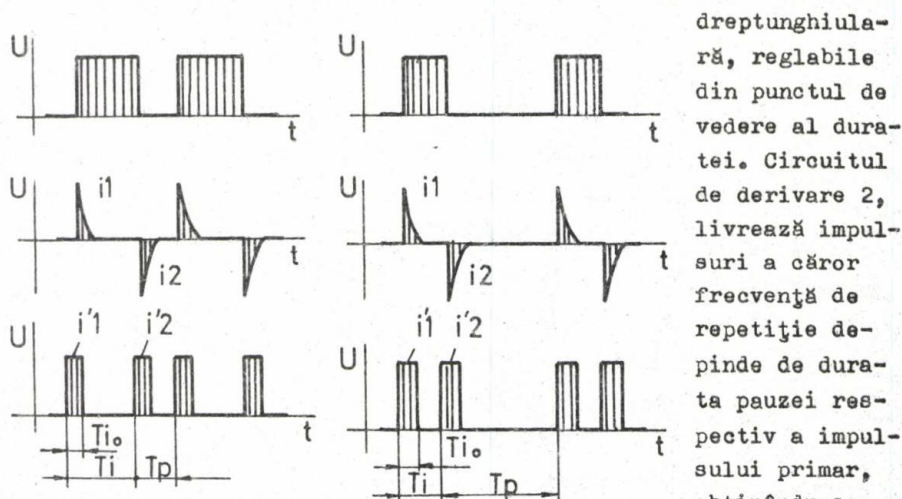


fig.2

astfel două impulsuri (i_1' și i_2' fig. 2) care sînt aplicate circuitului repetor-inversor 3 și de la ieșirea acestuia, impulsurile de durată constantă (i_1 și i_2 din fig. 2) sînt aplicate tiristoarelor pentru aprinderea respectiv stingerea lor. În acest mod, reglînd doar durata pauzei și impulsului în oscilatorul primar, obținem impulsuri distincte i_1 pentru deschiderea tiristoarelor din blocul 5 (fig. 1) respectiv i_2 pentru stingerea lor. Frecvența de repetiție a perechilor de impulsuri este egală cu frecvența de repetiție a impulsurilor comandate, durata lor rămînd constantă, la o valoare de $70 \mu s$ impusă de timpul de comutație al tiristoarelor. Transformarea impulsurilor de la forma inițială la cea necesară pentru comanda tiristoarelor, formă prezentată în fig. 2 a și b, este realizată cu circuitul de derivare din figura 3 și circuitele de formare din fig. 4. La intrarea etajului prezentat în fig. 3 se aplică impulsurile dreptunghiulare iar la ieșirea transformatorului Tr1 se obțin impulsuri pozitive pentru frontul anterior și negative pentru cel posterior. Pentru ca aceste impulsuri, decalate în timp la o durată egală cu cea a impulsurilor necesare pentru

prelucrare, să poată comanda tiristoarele din etajele finale tre-

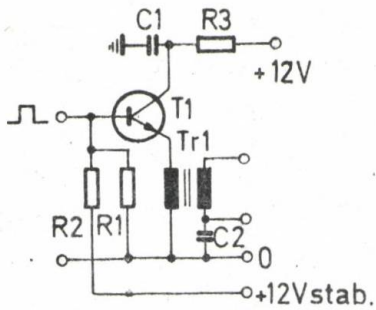


fig.3

buie să aibă aceeași polaritate și o durată proprie constantă indiferent de regimul ales. Polaritatea pozitivă pentru ambele impulsuri se obține prin intermediul repetorului realizat pe tranzistorul T1 (din fig. 4) și a inversorului T2 (fig.4), cele două impulsuri, identice dar defazate, fiind aplicate prin condensatoarele C1 și C2 la două circuite basculante Cbc1 și Cbc2. După cum se

poate vedea din figura 5 un astfel de circuit nu este complicat și

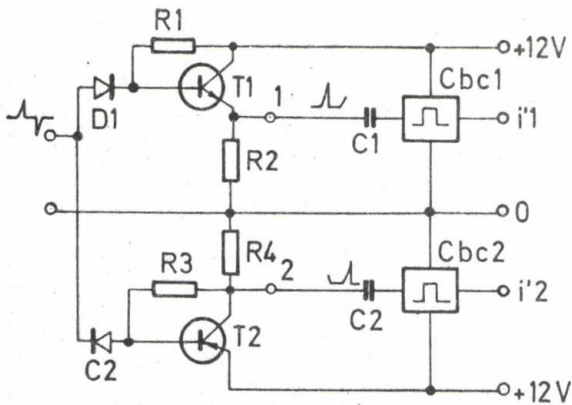


fig.4

nu prezintă elemente reglabile care să complice punerea la punct a instalației. Oferă în schimb la ieșire impulsuri de durată și amplitudine constante indiferent de forma, durata și amplitudinea impulsurilor cu care sînt comandate și în acest mod comanda tiristoarelor este la rîndul ei aceeași pentru întreaga gamă

de reglare a duratei pauzelor și impulsurilor.

Tiristoarele din blocul final 5, legate în derivație, debitează pe o sarcină comună constituită din rezistența echivalentă a canalului de scînteie și cea a rezistorului de limitare R3. Valoarea rezistenței lui R3 s-a determinat din caracteristicile statice ale tiristoarelor, impunîndu-se condiția ca în cazul unui scurtcircuit între electrozi, valoarea curentului absorbit să nu întrecă pe cea admisibilă pentru tiristoare. În acest mod, neexistînd pericolul distrugerii lor, condițiile care se impun funcționării mecanismului de avans se simplifică considerabil. Astfel, timpul de reversare a sensului avansului poate fi oricît de mare, ceea ce permite utilizarea unui sistem simplu cu acționare electromecanică (11).

Cerințele impuse așadar comenzii automate a sistemului de avans

se reduc, ne mai fiind necesar în acest caz decât un sistem pseudorigid de alimentare a motorului, de tipul unui alimentator comandat (10 fig. 1) reglarea regimului putîndu-se realiza manual sau automat de la senzorul 9. Reglarea, fie ea manuală sau automată, presupune schimbarea sensului de deplasare (apropiere-retragere) precum și viteza de avans în funcție de viteza de dizlocare a materialului erodat.

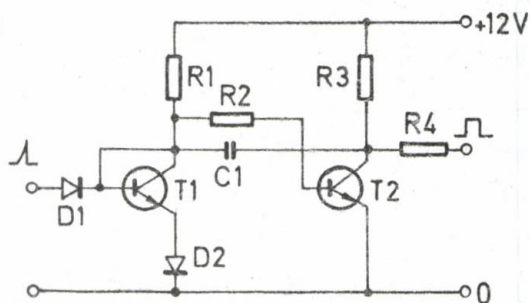


fig.5

Mașina, echipată cu generatorul descris, deși are o destinație bine precizată, are totuși un oarecare grad de universalitate prin aceea că principalii parametri care influențează viteza de prelucrare (durata de impuls și de pauză) se pot regla în limite largi (fiecare de la $0,25 \pm 2,5$ ms).

În funcție de dimensiunile sculei care urmează a fi îndepărtată, valoarea curentului mediu al descărcărilor poate fi reglată în trei trepte, cu ajutorul rezistoarelor R1 și R2 și a contactoarelor c1, c2, și c3.

Circuitele descrise pînă aici, deși foarte simple, oferă o serie de avantaje și anume:

- simplitate constructivă, ceea ce oferă o foarte ridicată fiabilitate;
- preț de cost scăzut dat fiind numărul redus de piese;
- posibilități largi de reglare a tuturor parametrilor electrotehnologici;
- o funcționare stabilă a tuturor circuitelor chiar la fluctuații mari ale tensiunii rețelei;
- robustețe mare constructivă impusă de condițiile de exploatare ale mașinii.

Mașina descrisă este ușor manevrabilă, ceea ce exclude necesitatea unui personal de calificare prea ridicată, este deplaseabilă ceea ce îi conferă o mare eficiență în utilizare.

Bibliografie

- [1] Obaciu, Gh. Contribuții la studiul proiectării mașinilor de electroeroziune. In: Construcția de mașini, nr. 7, - 1971- București.
- [2] Obaciu, Gh. Mecanism de avans cu comandă autoadaptivă electronică pentru mașini de electroeroziune. In: Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. XII - seria A.
- [3] Obaciu, Gh. Generator de impulsuri comandate. Conferința internațională D.T.C.N., 25 - 27 nov. 1977 - București.

GH. OBACIU, S.G. BOERIU

GENERATOR DE IMPULSURI PENTRU MASINI
DE ELECTROEROZIUNE DEPLASABILE

Rezumat

Lucrarea se ocupă cu prezentarea succintă a generatorului de impulsuri cu care se echipează o mașină de electroeroziune, specială, destinată extragerii sculelor rupte în piese. Schema realizată este originală, relativ simplă și adaptată scopului propus, cu atât mai mult cu cât ea poate fi ușor deplasată la locul de utilizare.

IMPULSGENERATOR FÜR ELECTROEROSIVE
BEWEGLICHE WERKZEUGMASCHINEN

Zusammenfassung

Die Arbeit befasst sich mit der kurzen Vorstellung eines Impulsgenerators, welcher in einer Sondererosionsmaschine eingebaut wird, die für auslegen der zerstörten Werkzeuge vorgesehen ist. Die beschriebene Schema ist originell und ziemlich einfach, und zu dem vorgeschriebenen Zweck sehr passend besonders weil sie beweglich ist.

CALCULUL ERORILOR LA POZITIONAREA SEMIFABRICATELOR

PE O BAZA CILINDRICA INTERIOARA SI O BAZA PLANA

Dr.ing. S. Vasii-Rogculeț, șef de lucrări la Universitatea
din Brașov.

Precizia de prelucrare pe mașini-unelte este influențată în mare măsură de valoarea erorilor de poziționare a semifabricatelor în dispozitive, aceste erori constituind una din componentele de bază care determină dispersia dimensiunilor prelucrate. În consecință calculul riguros al erorilor de poziționare pentru diferiți parametri liniari și unghiulari ceruți în urma prelucrărilor, cu luarea în considerare a condițiilor reale în care se face poziționarea, se impune cu necesitate, mai ales acum când precizia de prelucrare a devenit una din condițiile de prim ordin ale procesului de fabricație.

În acest context prezenta lucrare analizează erorile de poziționare care apar în cazul prelucrării semifabricatelor poziționate pe o bază cilindrică interioară și o bază plană. Pentru stabilirea relațiilor de calcul se consideră piesa din figura 1 care, în vederea prelucrării, poate fi poziționată în mai multe moduri, puse în evidență în figura 2.

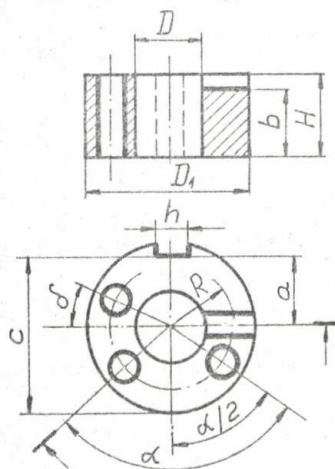


Fig.1

Dacă alezajul semifabricatului se introduce pe un bolt conic mobil iar baza lui plană se așează pe suprafața plană a dispozitivului (sau pe trei cepuri care determină un plan de așezare) figura 2,a, atunci datorită abaterii de la perpendicularitatea axei găurii pe suprafața frontală a semifabricatului, erorile de poziționare (ϵ_p) pentru cotele raportate la centrul alezajului și respectiv la conturul exterior al semifabricatului se vor calcula cu relațiile:

$$\epsilon_p(\alpha) = 2H \tan \beta; \quad (1)$$

$$\varepsilon_p(c) = \sqrt{(2H \operatorname{tg} \beta)^2 + \left(\frac{T_{D_1}}{2}\right)^2}, \quad (2)$$

în care: H reprezintă adîncimea alezajului, β - abaterea axei

lui de la norma-
la pe planul de po-
ziționare, iar T_{D_1}
- toleranța la dia-
metrul exterior al
semifabricatului.

În relația (2),
suma abaterilor
care participă la
calculul erorii
totale s-a luat
ca sumă pătratică,
întrucît aceste a-
bateri sînt întîm-
plătoare.

Pentru determi-
narea erorii care
apare la prelucra-
rea găurilor con-
diționate prin un-
ghiul α și raza
 R , se folosește
schema din figura
3, a. Datorită de-
plasării centrului
alezajului din O

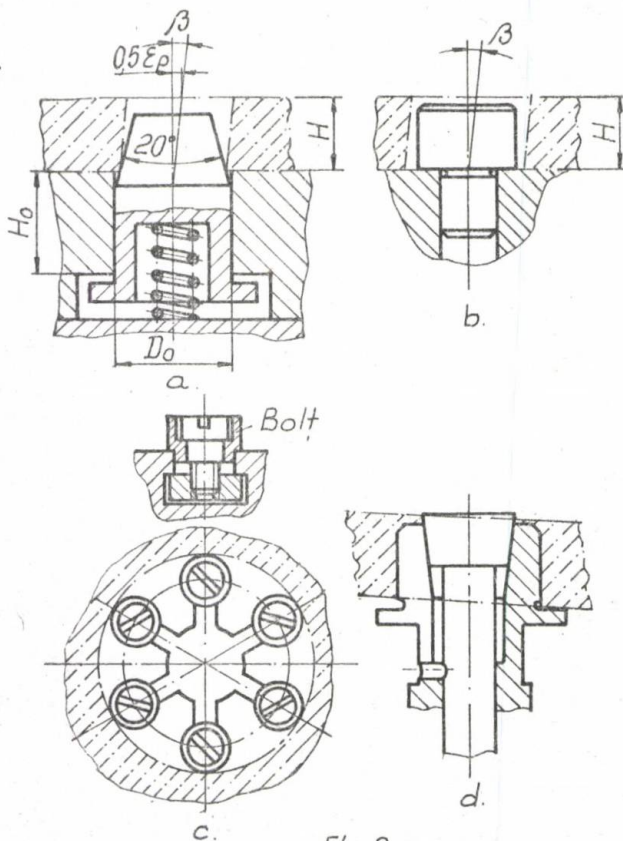


Fig. 2

în O_1 sau O_2 , eroarea corespunzătoare unghiului α este $\varepsilon_p(\alpha) = 2(\delta + \varphi)$.
Pentru determinarea acesteia se iau în considerare triunghiurile
 O_2AB și O_2AO , din care se obține:

$$\varphi = \arctg \frac{H \operatorname{tg} \beta \sin \alpha / 2}{R - H \operatorname{tg} \beta \cos \alpha / 2}. \quad (3)$$

Întrucît cu o precizie suficientă pentru calculele practice se
poate accepta $\varphi = \delta$, rezultă eroarea totală:

$$\varepsilon_p(\alpha) = 4 \arctg \frac{H \operatorname{tg} \beta \sin \alpha / 2}{R - H \operatorname{tg} \beta \cos \alpha / 2}. \quad (4)$$

Eroarea de poziționare a razei R, pentru situația prezentată

în figura 3 a, se poate aproxima la $2Htg\beta \cos \alpha / 2$ iar eroarea maximă de poziționare a razei este dată de relația (1).

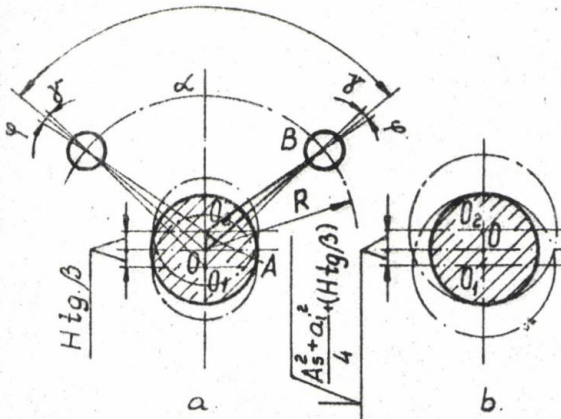


Fig.3

Eroarea de poziționare a găurii plasată la unghiul δ față de unul din planurile desimetricie ale alezajului se calculează cu relații diferite în funcție de valoarea acestui unghi ($\delta < 45^\circ$ sau $\delta > 45^\circ$ fig.4); explicația constă în aceea că erorile unghiulare φ_1 și φ_2 prezintă valori dife-

rite în funcție de direcția deplasării centrului alezajului (din O în O_1 sau O_2) și de valoarea unghiului δ .

Rezultă astfel din figura 4:

$$\varepsilon_p(\delta < 45^\circ) = 2\varphi_1 = 2 \arctg \frac{Htg\beta \cos \delta}{R - Htg\beta \sin \delta} ; \quad (5)$$

$$\varepsilon_p(\delta > 45^\circ) = 2\varphi'_1 = 2 \arctg \frac{Htg\beta \sin \delta}{R - Htg\beta \cos \delta} . \quad (6)$$

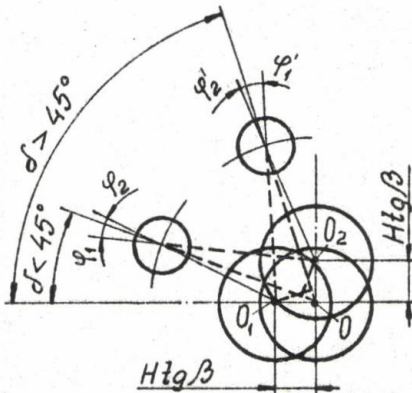


Fig.4

Pentru $\delta = 45^\circ$ sînt valabile ambele relații.

Dacă semifabricatul se prelucurează dintr-o singură prindere, ceea ce asigură perpendicularitatea alezajului pe suprafața frontală, erorile $\varepsilon_p(a)$, $\varepsilon_p(\alpha)$, $\varepsilon_p(R)$ devin zero, iar $\varepsilon_p(c) = T_{D1} / 2$.

Pentru cota b, măsurată de la planul frontal, $\varepsilon_p(b) = 0$.

Dacă semifabricatul este poziționat pe un bolt cilindric și pe suprafața plană a dispozitivului (fig. 2, b),

va trebui ca între bolt și gaură să existe un joc funcțional, care să asigure introducerea semifabricatului în dispozitiv. Ca urmare acest joc se însumează cu eroarea de la perpendicularitatea alezajului, iar relațiile (1)...(6) devin :

$$\varepsilon_{p(a)} = \sqrt{A_s^2 + a_i^2 + (2H \operatorname{tg} \beta)^2} \quad ; \quad (7)$$

$$\varepsilon_{p(c)} = \sqrt{A_s^2 + a_i^2 + (2H \operatorname{tg} \beta)^2 + \left(\frac{T_{D1}}{2}\right)^2} \quad ; \quad (8)$$

$$\varepsilon_{p(\alpha)} = 4 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\sqrt{A_s^2 + a_i^2 + (2H \operatorname{tg} \beta)^2} \sin \alpha/2}{2R - \sqrt{A_s^2 + a_i^2 + (2H \operatorname{tg} \beta)^2} \cos \alpha/2} \quad ; \quad (9)$$

$$\varepsilon_{p(\delta < 45^\circ)} = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\sqrt{A_s^2 + a_i^2 + (2H \operatorname{tg} \beta)^2} \cos \delta/2}{2R - \sqrt{A_s^2 + a_i^2 + (2H \operatorname{tg} \beta)^2} \sin \delta/2} \quad ; \quad (10)$$

$$\varepsilon_{p(\delta > 45^\circ)} = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\sqrt{A_s^2 + a_i^2 + (2H \operatorname{tg} \beta)^2} \sin \delta/2}{2R - \sqrt{A_s^2 + a_i^2 + (2H \operatorname{tg} \beta)^2} \cos \delta/2} \quad (11)$$

$\varepsilon_{p(R)}$ este dat de relația (7), iar $\varepsilon_{p(b)} = 0$.

În relațiile de mai sus s-a notat cu A_s - abaterea superioară a diametrului alezajului și a_i - abaterea inferioară a diametrului boltului.

Dacă semifabricatul se prelucurează dintr-o singură prindere, în relațiile (7)...(11) se anulează toți termenii $2H \operatorname{tg} \beta$.

Atunci când dispozitivele se construiesc pentru tehnologii de grup s-au când se assemblează din module tipizate, poziționarea găurii semifabricatului se poate face pe mai multe bolturi reglabile,

conform figurii 2,c.

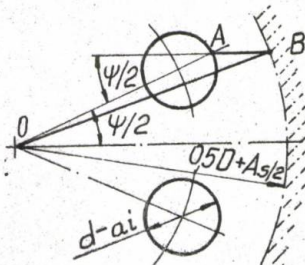


Fig.5

Erorile de poziționare a punctelor situate la o anumită distanță de centrul găurii se stabilesc cu ajutorul figurii 5, din care rezultă: $\varepsilon_{p(a)} = 2AB$.

Pentru determinarea segmentului AB se aplică în triunghiul OAB teorema sinusurilor:

$$\frac{0,5(D+A_s)}{\sin(180^\circ - \frac{\psi}{2})} = \frac{0,5(D+A_s) - 0,5\sqrt{A_s^2 + a_i^2 + (2H \operatorname{tg} \beta)^2}}{\sin \hat{B}} = \frac{AB}{\sin \hat{O}}, \quad (12)$$

de unde,

$$B = \arcsin \frac{D+A_s - \sqrt{A_s^2 + a_i^2 + (2H \operatorname{tg} \beta)^2} \sin \psi/2}{D+A_s}. \quad (13)$$

$$\text{Dar } \hat{O} = \frac{\psi}{2} - \hat{B}, \quad (14)$$

și rezultă astfel din relațiile (12) + (14):

$$\varepsilon_p(\alpha) = 2AB = \frac{(D+A_s) \sin(\frac{\psi}{2} - \hat{B})}{\sin \frac{\psi}{2}}, \quad (15)$$

în care, ψ reprezintă unghiul dintre două belțuri iar $\hat{O}$, $\hat{B}$ și D au semnificația din fig. 5.

Erorile unghiulare care se obțin folosind acest sistem de poziționare la prelucrarea piesei din fig. 1 sînt:

$$\varepsilon_p(\alpha) = 4 \arctg \frac{(D+A_s) \sin(\frac{\psi}{2} - B) \sin \frac{\alpha}{2}}{2R \sin \frac{\psi}{2} - (D+A_s) \sin(\frac{\psi}{2} - B) \cos \frac{\alpha}{2}}; \quad (16)$$

$$\varepsilon_p(\delta < 45^\circ) = 2 \arctg \frac{(D+A_s) \sin(\frac{\psi}{2} - B) \cos \delta}{2R \sin \frac{\psi}{2} - (D+A_s) \sin(\frac{\psi}{2} - B) \sin \delta}; \quad (17)$$

$$\varepsilon_p(\delta > 45^\circ) = 2 \arctg \frac{(D+A_s) \sin(\frac{\psi}{2} - B) \sin \delta}{2R \sin \frac{\psi}{2} - (D+A_s) \sin(\frac{\psi}{2} - B) \cos \delta}, \quad (18)$$

iar eroarea de poziționare a razei R este:

$$\varepsilon_p(R) = \frac{D \sin(\frac{\psi}{2} - B)}{\sin \frac{\psi}{2}} \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (19)$$

Dacă $\beta = 0$, termenii $2H \operatorname{tg} \beta$ din relațiile (13) și respectiv (15) + (19) dispar.

În sfârșit, o ultimă posibilitate de poziționare este prezentată în figura 6, în care axa de simetrie a semifabricatului se orientează fără erori de poziționare cu ajutorul mecanismelor autocentrate (bucse elastice, mecanisme cu hidroplast, cu pîrghii, ci bacuri etc).

Dacă însă, gaura semifabricatului nu este perpendiculară pe planul său frontal, acesta vine în contact cu elementul plan de poziționare al dispozitivului numai într-un singur punct, provocînd apariția erorilor de poziționare.

Astfel, erorile cotelor măsurate de la planul frontal sînt:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{p(b)} &= b_2 - b_1 \approx \left(\frac{b}{\cos \beta} + l_1 \sin \beta \right) - \left(\frac{b}{\cos \beta} - l_2 \sin \beta \right) \approx \\ &\approx (l_1 + l_2) \sin \beta = D_1 \sin \beta ; \end{aligned} \quad (20)$$

$$\varepsilon_{p(a)} = a \left(\frac{1}{\cos \beta} - 1 \right) ; \quad (21)$$

$$\varepsilon_{p(c)} = \sqrt{(2H \operatorname{tg} \beta)^2 + \left(\frac{D_1}{2} \right)^2} + c \left(\frac{1}{\cos \beta} - 1 \right) ; \quad (22)$$

$$\varepsilon_{p(R)} = R \left(\frac{1}{\cos \beta} - 1 \right) ; \quad (23)$$

$$\varepsilon_{p(\alpha)} = \varepsilon_{p(\delta)} = 0. \quad (24)$$

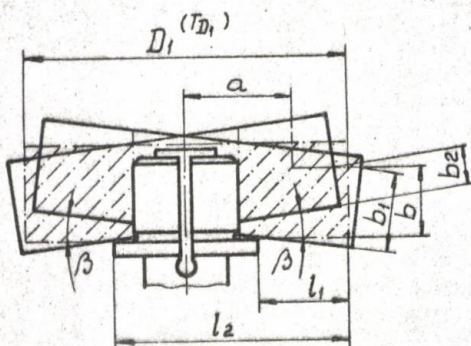


Fig. 6

Analiza relațiilor stabilite pentru calculul erorilor de poziționare atestă că schemele de poziționare din figurile 2 a; b; c, se folosesc atunci cînd condițiile care determină suprafața prelucrată în raport cu planul frontal trebuie să satisfacă cerințe deosebite, iar schema

2,d atunci cind se impun condiții riguroase în raport cu axa găurii sau cind poziționarea se face numai pe axa găurii.

Bibliografie:

- [1] Kopanevici, E, G., Proiectarea dispozitivelor pentru mașinile în construcția de aparate. București, I.D.T. 1966.

S. VASIU - ROSCULET

CALCULUL ERORILOR LA POZITIONAREA SEMIFABRICATELOR

PE O BAZA CILINDRICA INTERIOARA SI O BAZA PLANA

Rezumat

In lucrare se analizează diferite posibilități de poziționare a semifabricatelor pe o bază cilindrică interioară și o bază plană. Se stabilesc relații exacte de calcul al erorilor de poziționare pentru diferite condiții liniare și unghiulare impuse prelucrării. Se fac recomandări cu privire la alegerea modului de poziționare.

LE CALCUL DES ERREURS AU POSITIONNEMENT DES DEMI-

PRODUITS SUR UNE BASE INTERIEURE CYLINDRIQUE ET

SUR UNE BASE PLANE

Résumé

Dans l'ouvrage on analyse de différentes possibilités de positionnement des demi-produits sur une base intérieurs cylindrique et sur une base plane.

On y établit des relations exactes de calcul des erreurs de positionnement pour de différentes conditions linéaire et angulaires imposées à l'usinage.

On y fait des recommandations concernant le choix de la modalité de positionnement.

STUDIUL COMPARATIV PRIVIND DURABILITATEA
FREZELOR DIN OTEL RAPID RETOPIT SUB ZGURA

Dr.ing. Ion Popescu, șef de lucrări, Universitatea din Brașov;
Ing. Mariana Stroe, șef de lucrări, Universitatea din Brașov.

1. Criterii de apreciere a uzurii și durabilității.

Durata de lucru a unei freze, numită durabilitatea sculei T , măsurată în minute, timp de aşchiere depinde de factorii care influenţează uzura: viteza de aşchiere, geometria sculei, calitatea materialului prelucrat și materialul sculei, lichidul de aşchiere etc.

După condițiile în care are loc aşchierăa, uzura frezelor poate avea loc numai pe fața de aşezare sau pe fața aşezare și pe fața de degajare.

În cazul frezării oțelurilor cu freze din oțel rapid, curba caracteristică a uzurii este reprezentată în figura 1. Se consideră

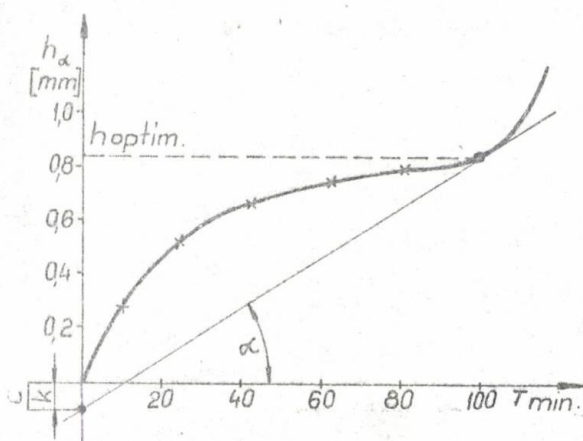


Fig. 1

drept uzură admisibilă aceea uzură, de pe fața de degajare sau de pe fața de aşezare (fig. 2), care permite numărul maxim de reaşcuțiri, respectiv o durată de viață maximă a frezei.

$$T_{\Sigma} = T \cdot i_{\max}, \quad (1)$$

în care: T_{Σ} este durată de viață a frezei;

T - dura-

bilitatea frezei ;

$i_{\max}$ - numărul maxim de reaşcuțiri.

Numărul maxim de reaşcuțiri se calculează cu relația [4]

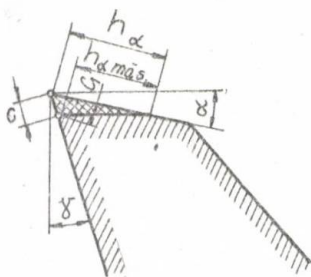
$$i_{\max} = \frac{H}{C + C'} \cdot \quad (2)$$

în care: H este lungimea părții dintelui care se uzează, măsurată pe fața de degajare;

C - stratul teoretic calculat care se îndepărtează la o reascuțire;

C' - stratul suplimentar care se prelucurează la o ascuțire ($C' = 0,075 \dots 0,1 \text{ mm}$).

Din figura 2 se observă că



$$C = \frac{C_1}{\cos(\alpha + \gamma)}, \quad (3)$$

deoarece $C_1 = h_{\text{măsurat}} \cdot \tan \alpha$ rezultă

$$C = h \frac{\tan \alpha}{\cos(\alpha + \gamma)}. \quad (4)$$

Dacă se notează $\frac{\tan \alpha}{\cos(\alpha + \gamma)} = k$, rezultă $C = h \cdot k$ și astfel relația (1) devine:

Fig. 2.

$$\bar{T}_\Sigma = T \frac{H}{hK + C}. \quad (5)$$

Valoarea optimă a lui h pentru care funcția $h = \varphi(T)$ este maximă se obține grafic din figura 1, ducînd o tangentă din punctul de coordonate $(0; \frac{C'}{K})$ la curba de uzură - timp, trasată experimental.

2. Determinarea parametrilor de durabilitate și fiabilitate

În ajustarea parametrică a rezultatelor încercărilor de durabilitate, cele mai uzuale repartiții sînt: normală, alfa, log.-normală și Weibull.

Datorită faptului că repartiția Weibull asigură o mai bună concordanță cu datele experimentale, domeniul de aplicare al acestei repartiții fiind mai vast, putînd fi aplicat și pentru procese de uzură, s-a adoptat și pentru studiul durabilității și fiabilității frezelor.

Funcția de repartiție pentru distribuția Weibull este :

$$F(T) = 1 - e^{-\left(\frac{T - \gamma}{\eta}\right)^\beta}, \quad (6)$$

unde: β este parametrul de formă și determină forma repartiției;

η - parametrul de scară;

γ - parametrul de poziție sau parametrul originii de timp.

Determinarea mărimii parametrilor β , γ și γ' se poate face pe cale analitică sau grafică cu ajutorul rețelei de probabilitate caracteristică repartiției Weibull.

Durabilitatea medie pentru setul de freze analizat se poate determina cu relația,

$$M = \bar{T} = \gamma \Gamma\left(1 + \frac{1}{\beta}\right) \quad (7)$$

Valorile funcției $\Gamma(T)$ sînt date sub formă tabelară în literatura de specialitate [1].

Probabilitatea ca scoaterea din uz a frezelor să se producă în intervalul de timp ($\gamma'; T$), respectiv probabilitatea funcționării fără defectare pînă la momentul T , - ca expresie a fiabilității setului de freze analizat $R(T)$ - este dată de relația,

$$R = 1 - F(T) = e^{-\left(\frac{T - \gamma'}{\gamma}\right)^\beta} \quad (8)$$

3. Metodica de cercetare și rezultatele obținute

Încercările de durabilitate s-au efectuat în aceleași condiții pentru fiecare freză în parte și anume: frezele au avut aceiași parametri geometrici - constructivi și funcționali - iar prelucrarea s-a efectuat pe o mașină de frezat FUS - 250, cu aceleași regimuri de așchiere, utilizînd ca lichid de răcire - ungere, emulsie obișnuită, iar ca material, pentru piesele semifabricat, oțel OLC 45 STAS 880-66.

Corespunzător parametrilor constructivi ai frezelor încercate, $Z = 8$; $D = 63$ mm., la o lățime de așchiere $l = 4$ mm și o adîncime $t = 4$ mm, a rezultat din calcul [5] o viteză de rotație a frezei $n = 320$ rot/min, și un avans de lucru $s = 160$ mm/min.

Drept criterii de apreciere a durabilității frezelor cercetate s-a luat uzura pe fața de așezare h_{ac} .

Rezultatele obținute, privind uzura medie a dinților, pentru cele două loturi de freze, lotul 1, freze din oțel rapid R_{p5} elaborat normal, sînt prezentate în tabelul 1, iar pentru cele din oțel rapid retopit sub zgură, lotul 2, sînt redată în tabelul 2.

Reprezentarea grafică a variației uzurii h în funcție de timpul de utilizare T este redată în figura 3.

Pentru determinarea parametrilor de durabilitate și fiabilitate s-a procedat la stabilirea valorilor limită a uzurii optime h_{optim} pentru fiecare freză în parte, conform metodicii arătate în capitolul 1, obținîndu-se următoarele valori:

- lotul 1, $h_{1 optim} = 0,35 \dots 0,52$ mm;

- lotul 2, h_2 optim = 0,55 ... 0,63 mm.

Tabelul 1

Freze din oțel ra- pid normal	$T_1 = 9$	$T_2 = 18$	$T_3 = 27$	$T_4 = 36$	$T_5 = 45$	$T_6 = 54$	$T = 57$
$R_{p5} (1)$	0,241	0,351	0,394	0,471	0,648	1,22	-
$R_{p5} (2)$	0,219	0,299	0,334	0,409	0,508	0,680	0,84
$R_{p5} (3)$	0,173	0,271	0,339	0,559	0,93	-	-

Tabelul 2

Oțel rapid re- topit sub zgură	T_1 9	T_2 18	T_3 27	T_4 36	T_5 45	T_6 54	T_7 63	T_8 72	T_9 81	T_{10} 90	T_{11} 99	T_{12} 108	T_{14} 117	T_{15} 126
$R_{p5, r}$	0,056	0,081	0,089	0,173	0,253	0,396	0,435	0,484	0,515	0,558	0,585	0,610	0,675	
$R_{p5_2, r}$	0,10	0,128	0,148	0,226	0,279	0,329	0,368	0,399	0,434	0,459	0,486	0,506	0,546	0,595
$R_{p5_3, r}$	0,106	0,165	0,189	0,38	0,42	0,48	0,55	0,67						

Pentru a evidenția o diferențiere mai semnificativă între cele două loturi de freze încercate s-a adoptat ca uzură limită, pentru toate frezele încercate, h_{∞} limită = 0,6 mm. Corespunzător acestei uzuri limită, au rezultat următoarele valori ale timpilor de utilizare, care reprezintă durata de funcționare sau durabilitatea frezelor încercate:

- lotul 1 - $T_1 = 35$; $T_2 = 43$; $T_3 = 52$ [minute] ,
- lotul 2 - $T_1 = 67$; $T_2 = 104$; $T_3 = 127$ [minute] .

Datele prezentate mai sus au fost transpuse într-o rețea de probabilitate de tip Weibull , avînd în abscisă durata de utiliza-

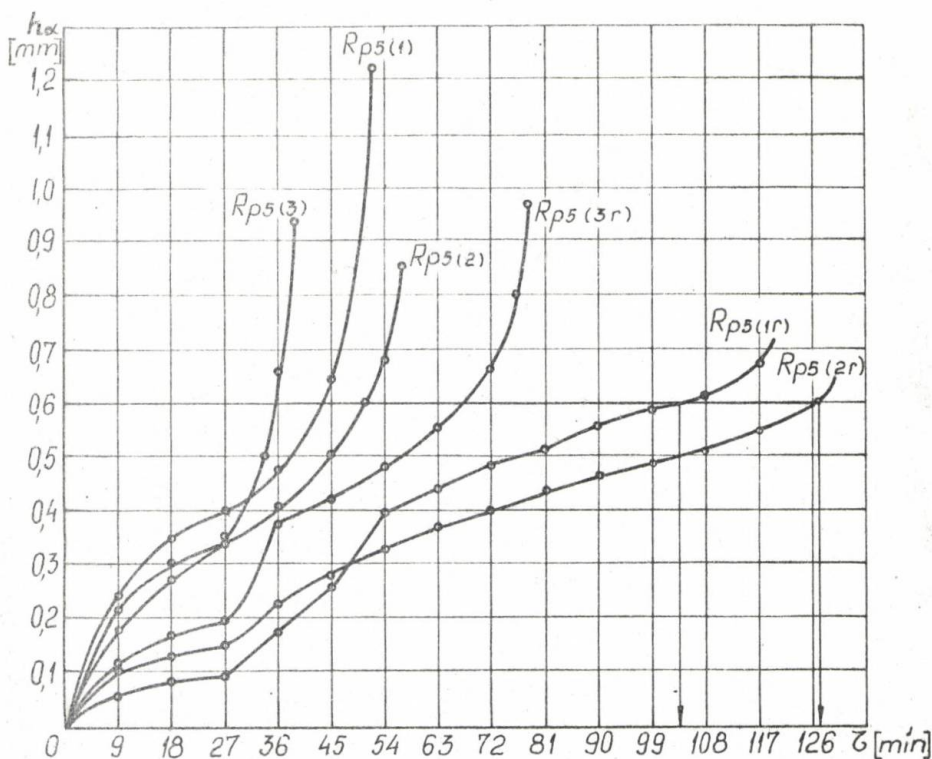


Fig. 3

re T și în ordonată probabilitatea de scoatere din uz $F(T)$, (Fig. 4).

Din analiza grafică a datelor obținute (fig. 4), se observă că punctele de intersecție ale coordonatelor $(T; F(T))$ se situează, aproximativ, pe aceeași dreaptă. În acest context, rezultă că repartiția Weibull poate fi acceptată ca adecvată pentru a descrie procesul de uzură a frezelor încercate.

Valorile parametrilor caracteristici repartiției Weibull, pentru cazurile analizate se prezintă astfel:

- lotul 1 $\gamma_1 = 0$; $\beta_1 = 4,7$; $\gamma_1 = 47$ minute ;
- lotul 2 $\gamma_2 = 0$; $\beta_2 = 2,2$; $\gamma_2 = 117$ minute .

Corespunzător mărimii parametrilor caracteristici și repartiției adoptate rezultă o durabilitate medie de utilizare a frezelor pentru lotul 1 ; $\bar{T}_1 = 43$ minute, iar pentru lotul 2 ; $\bar{T}_2 = 104$ minute.

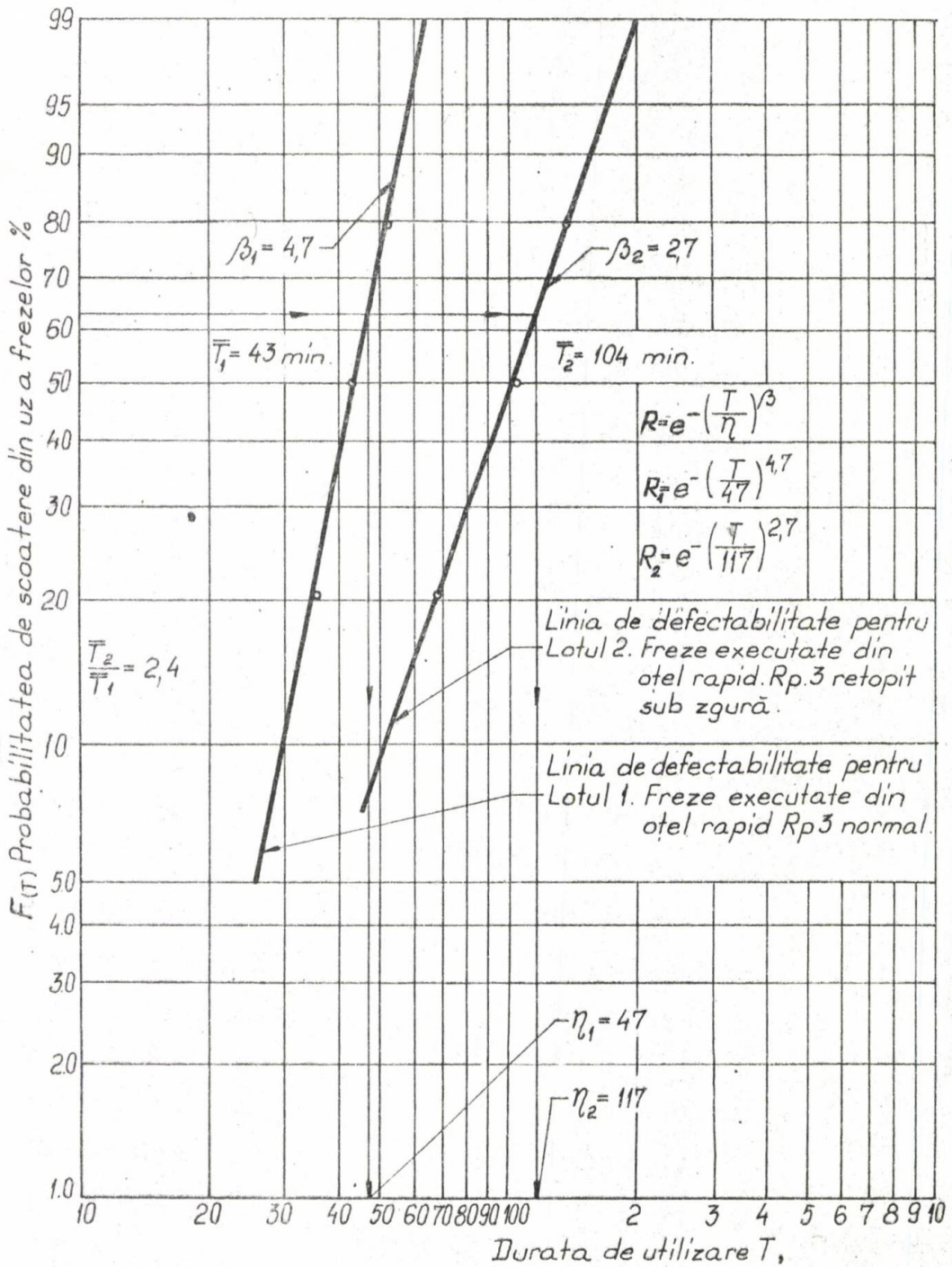


Fig. 4

Funcțiile de fiabilitate R pentru cele două loturi de scule încercate, se prezintă astfel:

$$R_1 = e^{-\left(\frac{T}{47}\right)^{4,7}}; \quad (9)$$

$$R_2 = e^{-\left(\frac{T}{77}\right)^{2,7}}. \quad (10)$$

4. Concluzii

În urma cercetărilor efectuate, asupra celor două seturi de freze, se constată că tehnologia de elaborare a oțelului rapid Rp 5 retopit sub zgură, conferă materialului proprietăți de rezistență mărită la uzură. Aceasta este demonstrată de faptul că durabilitatea medie a frezelor executate din acest material este de 2,43 ori mai mare decât a celor din oțel rapid Rp 5 elaborat prin tehnologia clasică.

Bibliografie

- [1] Baron, T., Calitatea și fiabilitatea produselor. Editura didactică și pedagogică, București, 1976.
- [2] Johnson, G.L., The statistical treatment of fatigue Experiments. American Elsevier Publishing Co., New York, 1964.
- [3] Kececioğlu, D., Mechanical Reliability, Lecture Notes, The University of Arizona, 1975.
- [4] Lăzărescu, I., Teoria aşchierii metalelor și proiectarea sculelor. Editura didactică și pedagogică, București, 1964.
- [5] Picoș, C., ș.a. Calculul adaosului de prelucrare și a regimurilor de aşchiere, București, Editura tehnică, 1974.

VERGLEICHSTUDIUM DER HALTBARKHEIT DER FRÄSER AUS SCHNELLSTAHL DER UNTER SCHLACHE UMGESCHMOLZEN WURDE

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen betreffend der Verhaltung der aus gewöhnlich erschmolzenen und unter Schlacke umgeschmolzene Schnellstahlfräser dargestellt. Die Bearbeitung der experimentellen Ergebnisse wurde mit Hilfe der Weinbull-Verteilung durchgeführt, weil diese am besten die Wirklichkeit darstellt. Die durchgeführte Erforschung stellt hervor dass die Technologie der Umschmelzung unter Schlacke der Schnellstähle, eine Erhöhung des Verschleisswiderstandes dieser Stähle hervorbringt.

CERCETARI PRIVIND COMPORTAREA LA PRELUCRAREA

PRIN STRUNJIRE SI RECTIFICARE A OTELURILOR

RAPIDE PENTRU SCULE, RETOPITE SUB ZGURA

Dr.ing. Gh. Secară, Conferențiar la Universitatea din Brașov;
Dr.ing. Gh. Boangiu, Conferențiar la Universitatea din Brașov;
Ing. D. Roșca, Asistent la Universitatea din Brașov;
Ing. M. Grigoriu, Asistent la Universitatea din Brașov.

După cum este cunoscut [1] creșterea productivității la prelucrările prin așchiere, este condiționată de reducerea timpilor care intră în componența ciclului de lucru (timpul de bază și timpul auxiliar).

Micșorarea timpului de bază se poate obține prin mărirea parametrilor regimului de așchiere (v , s , t). Pentru aceasta însă, este nevoie de materiale pentru scule cu mare rezistență la uzură și cu proprietăți așchietoare ridicate, fapt pentru care în prezent cercetările sînt îndreptate în direcția elaborării de noi materiale pentru scule, care să satisfacă cerințele de mai sus [2].

Lucrarea de față are scopul de a studia și stabili gradul de prelucrabilitate prin strunjire și rectificare, a unor mărci de oțeluri pentru scule cu proprietăți așchietoare superioare, elaborate în țara noastră.

Prelucrabilitatea este o noțiune vastă [3], insuficient definită chiar și la ora actuală, datorită faptului că interpretarea ei se poate face din diferite puncte de vedere, în raport cu domeniul de activitate al celui care o urmărește.

Astfel, un energetician va considera ca material bun prelucrabil acel material pentru a cărui prelucrare se consumă cea mai mică cantitate de energie, Pentru producătorul de scule, însă, materialul cel mai prelucrabil este acela care produce o uzură minimă a sculei așchietoare în timpul prelucrării lui.

Sintetizînd aceste puncte de vedere, autorii lucrării de față, au admis următoarele criterii de apreciere a gradului de prelucrabilitate la strunjire și rectificare:

a. pentru strunjire:

- uzura în timp a cuțitului pe fața de așezare, $U_{\alpha} = f(T)$;
- timpul pînă cînd se ajunge la uzura admisă pentru diferite

viteze de aşchiere, $T = f(v)$;

- comportarea generală a materialului în timpul aşchierii.

b. pentru rectificare

- volumul de material îndepărtat în unitatea de timp, de către un milimetru lăţime a discului abraziv;

- capacitatea de aşchiere a sculei abrazive exprimată prin volumul de material aşchiat în unitatea de timp, de către un milimetru lăţime a discului abraziv la un daN forţă radială;

- uzura radială a discului abraziv, realizată în timp;

- calitatea suprafeţei obţinută prin rectificare în aceleaşi condiţii de prelucrare.

Materialele supuse încercărilor, ce fac obiectul lucrării de faţă, sînt:

- oţel rapid Rp 5 - elaborat normal;

- oţel rapid Rp 5 - elaborat prin retopire sub zgură.

1. Încercări de determinare a prelucrabilităţii prin strunjire

În acest capitol sînt prezentate rezultatele experimentale şi concluziile cu privire la prelucrabilitatea prin strunjire, avînd în vedere că ele sînt servesc pentru determinarea comparativă, între cele două mărci de oţeluri, a prelucrabilităţii prin strunjire.

Materialele pentru experimentare au fost sub formă de bare circulare cu diametrul cuprins între 40 şi 70 mm. Prelucrarea s-a efectuat pe un strung SNA 400, cu lichid de răcire, folosind cuţite armate cu pastile P 25, avînd geometria corespunzătoare prelucrărilor de semifinisare.

Pentru determinarea uzurii cuţitului pe faţa de aşezare (U_α), s-au efectuat strunjiri repetate pe fiecare bară, măsurîndu-se uzura după fiecare şapte minute, timp efectiv de lucru, cu ajutorul unui microscop de atelier. Prelucrarea fiecărei bare a continuat pînă la atingerea unei anumite mărimi a uzurii sculei.

Pentru efectuarea cercetărilor s-au prelucrat cîte cinci bare din fiecare marcă de oţel, prelucrarea făcîndu-se cu o viteză de aşchiere de 75 m/min, avans de 0,2 mm/rot şi adîncimea de aşchiere de 1 mm.

Pentru a avea o imagine cît mai completă a comportării celor două mărci de oţeluri, privind prelucrabilitatea prin strunjire, s-au făcut determinări şi în vederea trasării diagramelor de uzură funcţie de viteza de aşchiere - $T = f(v)$. Pentru aceasta, aceleaşi bare care au fost folosite la determinarea uzurii cuţitului pe faţa

de așezare, s-au prelucrat cu diferite viteze de așchiere pînă la atingerea aceleași uzuri admise a cuțitului, măsurîndu-se timpul în care s-a ajuns la mărimea uzurii admise.

Rezultate experimentale și concluzii

În urma încercărilor efectuate, în condițiile arătate anterior, au fost obținute rezultate cu ajutorul cărora s-au trasat diagramele din fig. 1 și 2, pe baza cărora se pot trage concluzii comparative, suficient de precise, cu privire la prelucrabilitatea prin strunjire a celor două mărci de oțeluri, astfel:

a - Analizînd modul de variație a uzurii în timp a cuțitului pe fața de așezare, din diagrama prezentată în fig. 1, se vede că oțelul Rp 5 elaborat prin retopire sub zgură are o prelucrabilitate

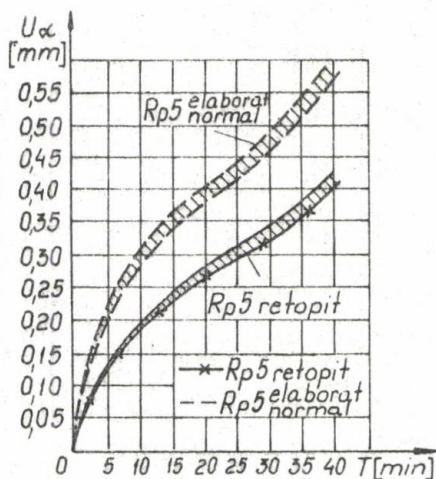


Fig. 1

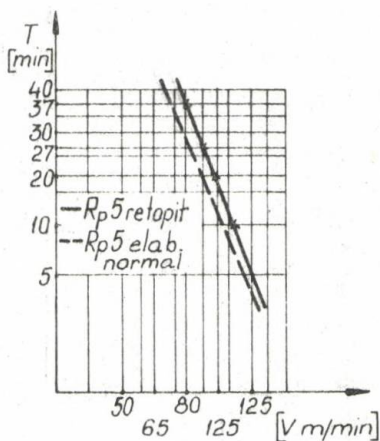


Fig. 2

mai bună decît Rp 5 elaborat normal, deoarece pentru același interval de timp efectiv de lucru de ex: 35 min. prezintă o uzură a sculei de 0,350 mm, comparativ cu Rp 5 elaborat normal, la care uzura sculei este de 0,585 mm.

b.- Din diagramele prezentate în fig. 2 se vede că, dreapta trasată pentru oțelul Rp 5 retopit este mai îndepărtată de ordonată față de dreapta trasată pentru Rp 5 elaborat normal. De aici concluzia că, și după acest criteriu, oțelul Rp 5 retopit are o prelucrabilitate mai bună, deoarece pentru aceeași viteză de așchiere timpul efectiv de lucru al sculei este mai mare față de Rp 5 elaborat normal. Astfel că, durata de serviciu a sculei la prelucrarea oțelului Rp 5 retopit, este de aproximativ 1,4 ... 1,5 ori mai mare

decît la prelucrarea oțelului Rp 5 elaborat manual.

c - Din observațiile vizuale, s-a constatat că la prelucrarea cu viteze de așchiere sub 100 m/min., oțelul Rp 5 retopit are tendința de a se lipi de tăișul sculei, formînd depuneri pe tăiș, care uneori a ajuns pînă la 0,150 mm, grosime. Acest fenomen dispare însă la prelucrarea cu viteze de peste 100 m/min.

În concluzie putem conchide că oțelul Rp 5 retopit, la strunjire, are o prelucrabilitate mai bună decît oțelul Rp 5 elaborat normal, avînd însă dezavantajul că la viteze de așchiere sub 100 m/min. se lipește de tăișul sculei.

2. Incercări de determinare a prelucrabilității prin rectificare

În vederea efectuării încercărilor de stabilire a gradului de rectificabilitate, materialele au fost prelucrate sub formă de inele, cu diametrul exterior de 75 mm și lățimea de 35 mm, fiind legate între ele printr-un miez de 30 mm. Aceste inele au fost tratate termic la 63-65 HRC și marcate corespunzător.

Încercările au fost efectuate pe o mașină de rectificat RU-200, dotată cu o instalație care permite efectuarea rectificării cu forță radială constantă, mărimea acesteia putînd fi reglată în intervalul de la 5 daN la 100 daN.

Experiențele au constatat în efectuarea de încercări repetate de rectificare exterioară radială, folosind pentru aceasta un regim de așchiere obșnuit și anume: viteza periferică a sculei 36 m/s, iar viteze de rotație a piesei de 22 m/min, utilizînd un disc abraziv din electrocorindon nobil, cu granulația 25 și de duritate M.

Parametrii măsurați în timpul încercărilor au fost: diametrul inițial și final al inelelor după fiecare două minute, uzura radială a discului abraziv și calitatea suprafeței prelucrate.

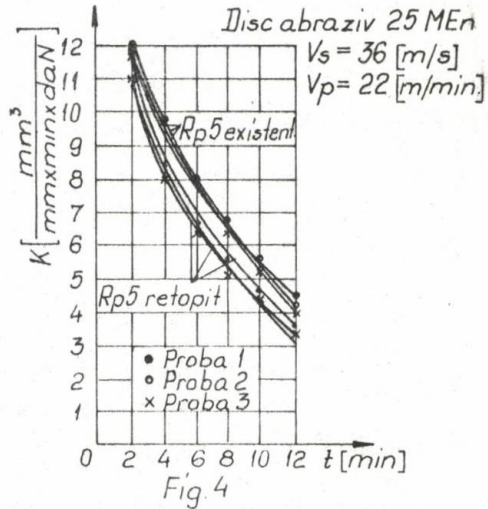
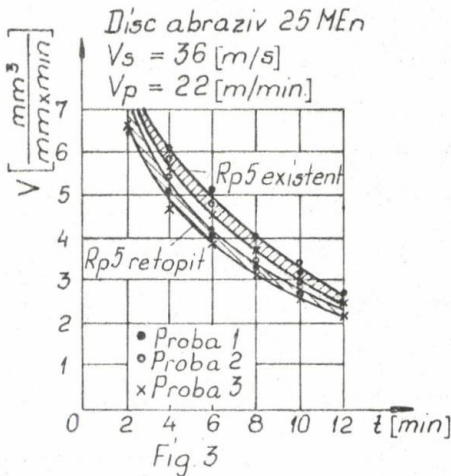
În condiții identice au fost prelucrate cîte trei inele din fiecare marcă de oțel.

Rezultate experimentale și concluzii

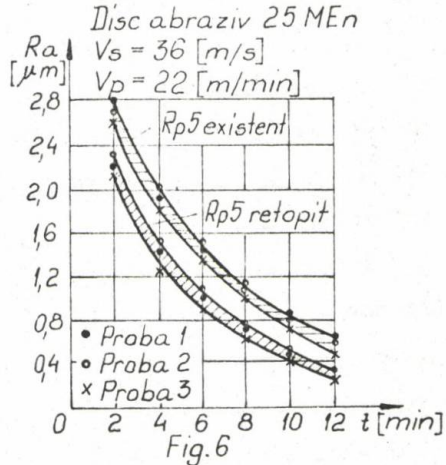
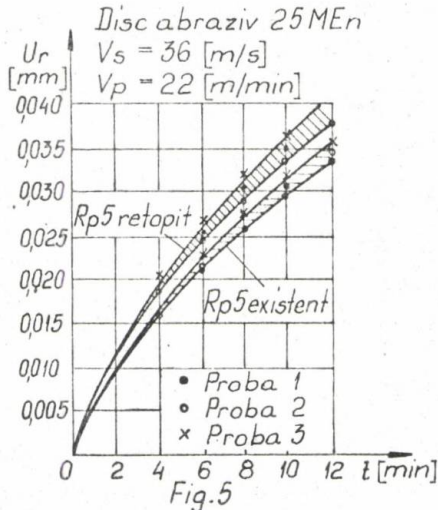
În urma încercărilor efectuate, în condițiile rectificării cu forță radială constantă, identică pentru toate probele studiate, s-au obținut rezultatele prezentate în fig. 3 - 6, de unde se pot trage următoarele concluzii mai importante:

a - În ceea ce privește volumul de material îndepărtat în uni-

tatea de timp (fig. 3), rezultă că oțelul Rp 5 elaborat normal se prelucerează mai bine ca cel elaborat prin retopire sub zgură. Diferența însă, din acest punct de vedere, nu este însemnată, ceea ce ne face să afirmăm că și oțelul Rp 5 retopit se prelucerează bine comparativ cu alte mărci de oțeluri (ex. Rp 3), utilizate curent în fabricația de scule.



b - Din punct de vedere al capacității de așchiere a sculei abrazive (fig. 4), rezultă că oțelul Rp 5 elaborat normal, se com -



portă ceva mai bine însă, și aici diferența dintre ele nu este sem-

nificativă.

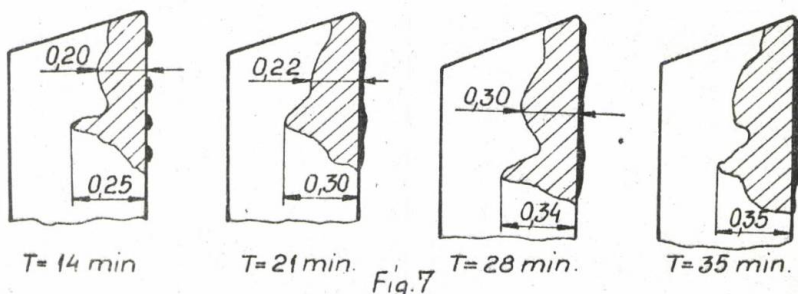
c - Luind în considerare uzura discului abraziv (fig. 5), se observă că aceasta este mai mare la prelucrarea oțelului Rp 5 retopit sub zgură, însă cu foarte puțin față de cea provocată de oțelul Rp 5 elaborat normal. Se poate aprecia deci, că ambele oțeluri provoacă o uzură normală și uniformă a sculei abrazive.

Comparind aceste rezultate cu cele prezentate în fig. 3 și 4, rezultă că oțelul Rp 5 retopit sub zgură, deoarece se prelucurează ceva mai greu, produce o uzură a sculei cu puțin mai intensă față de oțelul Rp 5 elaborat normal.

d - Analizând calitatea suprafeței prelucrate (fig. 6), rezultă, în primul rând că, ambele oțeluri în timpul prelucrării, obțin o calitate bună a suprafeței. Ceva mai bună este calitatea suprafeței obținută la prelucrarea oțelului Rp 5 retopit sub zgură și acest lucru este de mare importanță având în vedere faptul că odată cu creșterea calității suprafeței, crește durabilitatea în exploatare a sculelor așchietoare executate din această marcă de oțel.

În concluzie, putem aprecia că oțelul Rp 5 retopit, la strunjire are o prelucrabilitate mai bună, iar la rectificare este comparabil cu oțelul Rp 5 elaborat normal, având însă dezavantajul că la strunjire la viteze de așchiere sub 100 m/min, se lipește de tăigul sculei, iar uzura sculei pe fața de așezare are un caracter neuniform, prezentând numeroase amorse de detașare a materialului din sculă (fig. 7 și 8).

Evoluția formei uzurii Rp'5 retopit.



Evoluția formei uzurii Rp5'elaborat normal

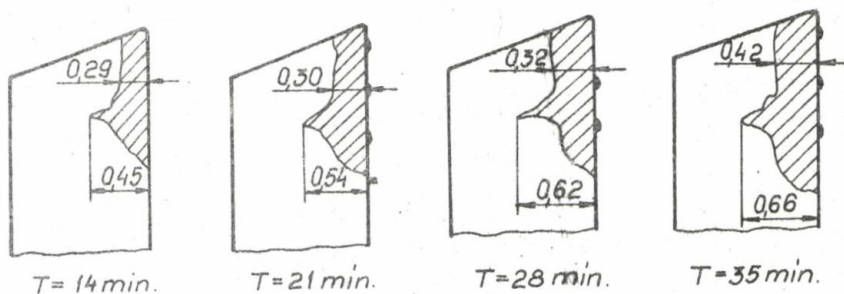


Fig.8

Bibliografie

- [1] Duca, Z ., Bazele teoretice ale prelucrărilor pe mașini-unelte, București, Editura didactică și pedagogică, 1969.
- [2] Secară, Gh., Proiectarea sculelor așchietoare. Universitatea din Brașov, 1976.
- [3] Vieregge, G. Zerspanung der Eisenwerkstoffe. Verlag Stahleisen M.B.H. Düsseldorf, Verlag, 1970.

GH.SECARA, GH.BOANGIU, D.ROSCA, M.GRIGORIU.

CERCETARI PRIVIND COMPORTAREA LA PRELUCRAREA PRIN STRUNJIRE
SI RECTIFICARE A OTELURILOR RAPIDE PENTRU SCULE, RETOPITE
SUB ZGURA

Rezumat

Lucrarea de față prezintă din diverse puncte de vedere, un studiu asupra gradului de prelucrabilitate prin strunjire și rectificare a unor oțeluri, nou elaborate, pentru scule cu proprii tăți așchietoare superioare.

Rezultatele sînt prezentate sintetic sub forma unor diagrame.

RECHERCHES CONCERNANT LE COMPORTEMENT A L'USINAGE PAR
TOURNAGE ET RECTIFICATION DES ACIERS RAPIDES POUR
OUTIL, REFONDUS SOUS SCORIE

Résumé

Cet ouvrage présente, de plusieurs points de vue, une étude sur le degré de l'usinage par chariotage et rectification de certains aciers d'outil, nouvellement élaborés, avec des propriétés coupantes supérieures. Les résultats sont présentés synthétiquement sous forme de diagramme.

UN SISTEM INFORMATIC DE PROIECTARE A PROCESELOR
TEHNOLOGICE DE PRELUCRARE PE MASINILE - UNELTE

ASCHIETOARE

Ing. N.V. Ivan, șef de lucrări la Universitatea din
Bragov.

1. Introducere

În timp, sistemul informațional al proiectării-optimizării proceselor tehnologice de prelucrare pe mașinile-unelte aschietoare a încercat diferite perfecționări, fără însă a i se schimba calitatea fundamentală, aceea de predominare a procedurilor manuale. Este momentul ca și aici să se realizeze saltul calitativ major, permis acum de mutațiile produse în perfecționarea mijloacelor tehnice și a procedurilor de tratare a informațiilor, prin apariția calculatoarelor electronice.

Elementele noi care se cer a fi introduse sînt, pe de o parte, automatizarea prelucrării datelor, care va permite, cel puțin pe porțiuni, transformarea sistemului informațional asociat într-un sistem informatic, iar pe de altă parte, schimbarea opticii în direcția metodelor matematice de optimizare.

Inscrisă pe linia acestor preocupări, lucrarea de față își propune să prezinte un sistem informatic de proiectare a proceselor tehnologice.

Autorul a denumit acest sistem, sistemul PAPT-1 (Proiectarea Automată a Proceselor Tehnologice de prelucrare pe strunguri automate multi-ax) [1, 2].

2. Sistemul informatic PAPT-1

Bazat pe configurația de calcul FELIX C-256, sistemul PAPT-1 este astfel conceput, încît proiectul procesului tehnologic, sub forma planului de operații, să rezulte rapid la imprimanta calculatorului, funcție doar de acel minimum de informații de intrare, care descrie geometria și precizia piesei. Acestea, referindu-ne la lanțul de tratare a informațiilor (fig. 1) [1], vor trebui să plece de la serviciul tehnologic printr-un formular de intrare special [1], care în același timp este și un formular FORTRAN. În continuare, după codificarea lor pe cartele perforate, aceste date vor fi

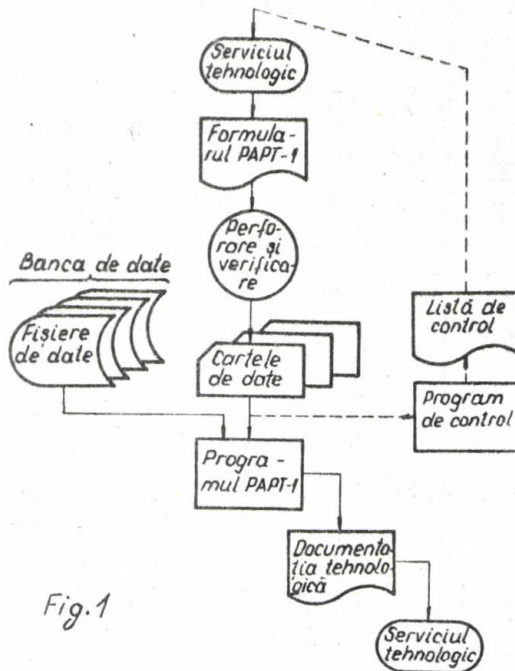


Fig.1

prelucrate de către sistemul de programe PAPT-1. Ca urmare, la imprimanta calculatorului se va obține, în clar, documentația tehnologică sub forma planului de operații (fig. 3) pentru piesa din fig. 4) [1]. Elementul principal în cadrul sistemului PAPT-1 este programul PAPT-1. Desigur, acesta ca și celelalte mecanisme de rezolvare a problemei nu pot fi discutate în spațiul rezervat acestei lucrări. Referitor la programul PAPT-1, acesta a fost elaborat în conformitate cu tehnica segmentării (fig. 2) [1, 2]. După

cum rezultă din figura 2, segmentarea a fost rezolvată prin utilizarea unui segment-rădăcină (S1) și a zece segmente subprograme de tip SUBROUTINE (S2-S11) scrise în FORTRAN.

Modelul matematic principal care trebuie rezolvat prin sistemul de programe din figura 2 este exprimat prin relațiile (1):

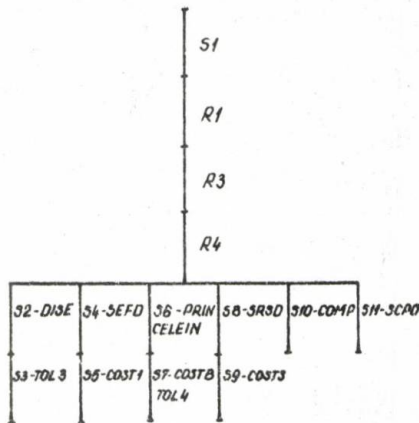


Fig.2

$$\min [C(X)] = \min \left[\sum_{j=1}^n c_j x_j \right];$$

$$F_i(X) \leq 0, x_j = 1 \text{ sau } 0; \quad (1)$$

$$j \in N = \{1, 2, 3, \dots, n\};$$

$$i \in L = \{1, 2, 3, \dots, l\};$$

în care: $C(X)$ este criteriul de optimizare ales (costul prelucrării);

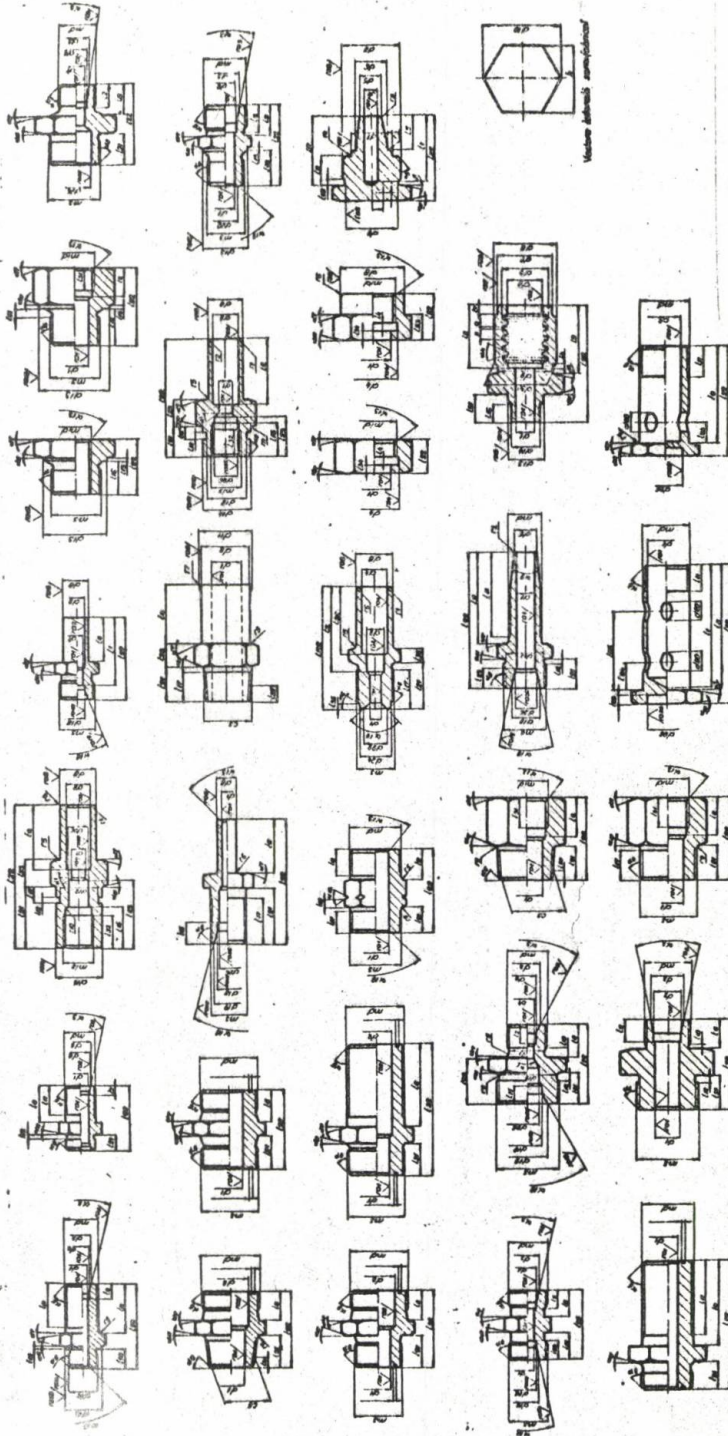


Fig. 5

C_j - costul prelucrării prin procedeul codificat cu variabila bivalentă X_j ; semnul T - oricare din operatorii raionali:

$<, \leq, =, >, \geq$

$F_i(x)$ - restricțiile problemei care exprimă posibilitățile concrete de prelucrare precum și precizia piesei. Rezolvarea problemei (1) este

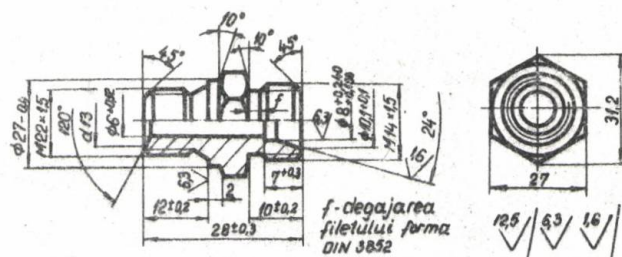


Fig. 4

făcută apelîndu-se la programarea matematică în variabile bivalente [1] , iar sistemul PAPT-1 este aplicabil la familia de piese se PAPT-1 (fig. 5) [1] .

3. Concluzii

Sistemul de proiectare automată a proceselor tehnologice, descris și denumit PAPT-1, a fost verificat și în practică, dovedindu-se deosebit de eficient [1]. El nu necesită un personal cu pregătire superioară căci singurul lucru ce trebuie făcut de utilizator este completarea formularului PAPT-1 cu datele piesei. Ca performanță menționăm că durata obținerii planului de operații este de circa 5 minute plus 20 pînă la 30 minute de completare a formularului, în loc de 18 ore de proiectare tradițională.

Bibliografie

- [1] Ivan, N.V. Contribuții asupra sistemelor de concepție a proceselor tehnologice. Modele și rezolvări cu ajutorul calculatoarelor electronice. Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1977.
- [2] Ivan, N.V., Drăghici, G. PAPT-1, un sistem de proiectare automată a proceselor tehnologice optime de prelucrare pe strunguri automate multi-ax, A II-a Conferința națională de mașini-unelte, dec. Buc., 1976, p. 62 - 89.

N. V. IVAN

UN SISTEM INFORMATIC DE PROIECTARE A PROCESELOR
TEHNOLOGICE DE PRELUCRARE PE MASINILE - UNELTE
ASCHIETOARE

Rezumat

Lucrarea descrie un sistem experimentat de proiectare cu ajutorul calculatoarelor electronice a proceselor tehnologice de prelucrare pe masinile-unelte aschietoare.

EIN INFORMATIQUE SYSTEM FÜR DIE PROJEKTIERUNG
DER TECHNOLOGISCHEN SPANNENDEN PROZESSE

Zusammenfassung

Die Arbeit beschreibt eine Erfahrung bei der Verwendung der elektronischen Rechner in der Projektierung der technologischen spannenden Prozesse.

MODEL MATEMATIC PENTRU DETERMINAREA PARAMETRILOR
REGIMULUI OPTIM DE ASCHIERE LA PRELUCRAREA PE
STRUNG CU DISPOZITIVE HIDRAULICE DE COPIAT

Dr.ing.Gherman Drăghici, profesor, Universitatea din Braşov ;
 Ing.Ivan Piukovici, şef de lucrări, Universitatea din Braşov ;
 Ing.Constantin Buzatu, şef de lucrări, Universitatea din Braşov.

În tendinţa ridicării productivităţii muncii la prelucrarea metalelor prin aşchiere se înscrie şi folosirea dispozitivelor de copiat, care duc la micşorarea cu 50-80% a consumului de timp ajutător [2]. Dintre multiplele construcţii şi sisteme de dispozitive de copiat la strunjire s-au extins dispozitivele hidraulice de copiat.

Urmărindu-se optimizarea parametrilor regimului de aşchiere, în cazul prelucrării arborilor în trepte cu dispozitive hidraulice de copiat, luând drept funcţie de optimizare preţul de cost al prelucrării, este necesar ca în stabilirea modelului matematic să se ţină cont şi de restricţiile impuse de sistemul de copiat.

Astfel, eroarea totală de prelucrare Δ_r trebuie să fie mai mică, sau cel mult egală cu toleranţa piesei σ la operaţia respectivă:

$$\Delta_r \leq \sigma, \quad (1)$$

unde: Δ_r - eroarea totală de prelucrare, care se exprimă prin relaţia:

$$\Delta_r = \Delta_m^{\varepsilon} + \Delta_s^{\varepsilon}, \quad (2)$$

unde: Δ_m^{ε} - erorile provocate de factorii întâmplători;

Δ_s^{ε} - erorile provocate de factorii sistematici.

În expresia lui Δ_s^{ε} prezentată în [1] trebuie să se ia în consideraţie şi eroarea sistematică de prelucrare datorită suportului hidraulic de copiat.

Erorile provocate de factorii sistematici sînt date de relaţia:

$$\Delta_s^{\varepsilon} = \Delta mg + \Delta y - \Delta/p - 2\Delta/c + 2\Delta ur + 2\Delta y_{ch}, \quad (3)$$

unde:

Δm_g - eroarea de mers în gol a maginii unelte;

Δy - eroarea provocată de deformăția elastică a sistemului tehnologic MDPS;

Δl_p - eroarea produsă de deformăția termică a piesei;

Δl_c - eroarea produsă de deformăția termică a cuțitului;

Δu_r - eroarea produsă de uzura pe fața de așezare a cuțitului;

Δy_{ch} - eroarea produsă de suportul hidraulic de copiat.

Relațiile de calcul a erorilor Δm_g , Δy , Δl_p , Δl_c , Δu_r , sînt prezentate în [1].

Eroarea datorită suportului hidraulic de copiat este conform [2] dată de relația:

$$\Delta y_{ch} = \frac{1}{i} \left[\frac{2F_H + F}{K_p} + \frac{n \cdot s}{K_v} \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} \right] \cdot \sin \beta, \quad (4)$$

unde:

F_H - forța totală de frecare în ghidajele suportului de copiat;

F - componenta forței de așchiere orientată paralel cu ghidajele suportului hidraulic de copiat, adică la unghiul β față de axa piesei;

K_p - factorul de amplificare a forței;

K_v - factorul de amplificare a vitezei;

n - turația piesei;

s - avansul;

α - unghiul profilului de trecere de la o treaptă la alta;

β - unghiul de înclinare a suportului de copiat față de axa piesei;

i - raportul de transmitere a pîrghiei palpatorului.

Pentru sistemele frecvent utilizate mărirea factorului de amplificare a vitezei și forței se calculează analitic cu relațiile date în [3], [4] și [5] sau se stabilește pe cale experimentală.

Cînd trecerea dintre două trepte se execută prin umeri ($\alpha = 90^\circ$) relația (4) devine:

$$\Delta y_{ch} = \frac{1}{i} \left(\frac{2F_H + F}{K_p} + \frac{n \cdot s}{K_v \cos \beta} \right) \cdot \sin \beta. \quad (5)$$

Deoarece la copierea pe strung se prelucrează în majoritatea cazurilor arbori în trepte în relațiile de calcul se va folosi diametrul echivalent conform [6].

Ținând seama de existența suportului de copiat, în ipoteza că ponderea forței totale de frecare în comparație cu forța de așchiere poate fi neglijată, relația restrictivă a preciziei de prelucrare prezentată în [1] devine:

$$\begin{aligned} & \sqrt{C_{Fx}^2 \cdot t^{2x_{Fx}} \cdot s^{2x_{Fx}} + C_{Fy}^2 \cdot t^{2x_{Fy}} \cdot s^{2y_{Fy}}} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{f_{pm}} + \frac{1}{f_{pr}} \right) + \frac{2}{f_{sup}} \right] + \\ & + (t \cdot s)^{0.75} \cdot n^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{C}{10} \cdot \frac{L_p}{A} \sigma_r \sqrt{\frac{\pi d}{10}} + 2U_b \frac{\pi d e l}{10^6 \cdot s} + \frac{2}{l} \left(C_{Fy} \cdot t^{x_{Fy}} \cdot s^{y_{Fy}} \frac{\sqrt{K^2 \cos^2 \beta + \sin^2 \beta}}{K_p} + \right. \\ & \left. + \frac{n \cdot s}{K_v \cos \beta} \right) \sin \beta \leq d - 66 - 2 \left(\sqrt{(r_0 - \Delta x)^2 + \Delta z^2} - r_0 \right) - \\ & - 2U_i - d_e \left(1 - \sqrt{\frac{l}{l + l_{oc}(t - t_0) - \frac{R_t}{j}}} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

O altă restricție ce se impune a fi luată în calcul la întocmirea modelului matematic este determinată de forța maximă admisibilă (F_{adm}) a suportului de copiat ce se poate exprima prin condiția:

$$C_{Fy} \cdot t^{x_{Fy}} \cdot s^{y_{Fy}} \sqrt{K^2 \cos^2 \beta + \sin^2 \beta} \leq F_{adm}, \quad (7)$$

sau:

$$C_{Fy} \cdot t^{x_{Fy}} \cdot s^{y_{Fy}} \sqrt{K^2 \cos^2 \beta + \sin^2 \beta} \leq p_{max} \cdot s. \quad (8)$$

Astfel, relațiile restrictive ale modelului matematic de calcul a parametrilor regimului optim de așchiere sînt impuse de:

- ritmul liniei tehnologice;
- cinematica maginii-unelte;
- puterea necesară de așchiere;
- forța de avans necesară așchierii;
- rigiditatea piesei ce se prelucurează;
- rezistența și stabilitatea sculei;
- temperatura admisibilă rezultată în zona de așchiere;
- precizia de prelucrare;
- forța de prelucrare;
- forța maximă admisă de suportul de copiat pe direcția ghidajelor lui.

Lufnd drept funcție de optimizare prețul de cost al prelucrării dat de [1], modelul matematic al determinării parametrilor regimu-

lui de aşchiere la strunjirea arborilor în trepte cu suporturi hidraulici de copiat, ţinând cont şi de expresiile relaţiilor restrictive din [1], are următoarea formă:

$$C = C_1 \frac{l \cdot z_6}{n \cdot t \cdot s} + \frac{2\pi \cdot C_2 \cdot l \cdot z_6 \cdot U_3}{t \cdot s \left[\sigma^2 - \sigma_{rm}^2 - 6\sigma \left(1 + \frac{1}{\sqrt{\eta_p}} \right) \right]} \quad [\text{min}] \quad (9)$$

- unde:
- C_1 - salariul muncitorului, în lei/min ;
 - z_6 - adaosul de prelucrare, în mm ;
 - l - lungimea suprafeţei de prelucrat, în mm ;
 - C_2 - cheltuielile făcute cu schimbarea sculei, ascuţirea şi reglarea pe maşină, în lei/min
 - U_3 - uzura specifică corespunzătoare lungimii parcursă de tăişul sculei în aşchie, aproximativ egală cu 1000 m, în μm ;
 - σ - toleranţa dimensiunii suprafeţei care se prelucrează, în mm ;
 - σ_{rm} - toleranţa minimă de reglare, în mm ;
 - σ - abaterea medie pătratică ;
 - η_p - numărul de piese din lotul de probă ce se prelucrează ;

în condiţiile:

$$n \cdot s \geq \frac{l \cdot z_6}{t \left(R_f \cdot Q_{mu} \cdot K_i - \sigma_a \right)} ;$$

$$n_{min} \leq n \leq n_{max} ;$$

$$s_{min} \leq s \leq s_{max} ;$$

$$n \cdot t^{x_{fz}} \cdot s^{y_{fz}} \leq \frac{6,12 \cdot 10^6 \cdot \eta \cdot N}{\pi \cdot d_c \cdot C_{fz}} ;$$

$$t^{x_{fy}} \cdot s^{y_{fy}} \left(\mu - \frac{x_{fd}}{t} \right) \leq \frac{4f_d}{AC} ;$$

$$t^{x_{fz}} \cdot s^{y_{fz}} \leq \frac{\sigma_a \cdot B^2}{10 \cdot \beta \cdot C_{fz}} ;$$

$$t^{x_{fy}} \cdot s^{y_{fy}} \leq \frac{F_{oc}}{C_{fy}} ;$$

$$n^{x_\theta} \cdot t^{y_\theta} \cdot s^{z_\theta} \leq \frac{\theta_{oc}}{C_\theta} ;$$

$$s^{1,07} \leq \frac{R_z \cdot 8^{1,065}}{0,21} ;$$

$$s^y \leq \frac{K \cdot A \cdot \sigma}{C_f (\psi \sigma^x - A \sigma^f) \sin(\alpha + \sigma)} ;$$

$$\sqrt{C_{Fz}^2 \cdot t^{2\lambda_{Fz}} \cdot S^{2\lambda_{Fz}} + C_{Fy}^2 \cdot t^{2\lambda_{Fy}} \cdot S^{2\lambda_{Fy}}} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{f_{pm}} + \frac{1}{f_{ps}} \right) + \frac{2}{f_{sup}} \right] + (t \cdot s)^{0.75 \cdot n^{\frac{1}{2}}} \cdot \frac{C}{10} \cdot \frac{Lp}{A} \cdot$$

$$\cdot \sigma_r \sqrt{\frac{\pi d_e}{10}} + 2U_0 \cdot \frac{\pi \cdot d_e \cdot l}{10 \cdot s} + \frac{2}{l} \left(C_{Fy} \cdot t^{\lambda_{Fy}} \cdot S^{\lambda_{Fy}} \sqrt{K^2 \cos^2 \beta + \sin^2 \beta} + \frac{n \cdot s}{K_v \cos \beta} \right) \sin \beta \leq$$

$$\leq d - 66 - 2 \left(\sqrt{(r_0 + \Delta x)^2 + \Delta z^2} - r_0 \right) - 2U_0 - d_e \left(1 - \sqrt{\frac{l}{l + l_{oc}(t - t_0)} \cdot \frac{Rt}{f}} \right)$$

$$C_{Fy} \cdot t^{\lambda_{Fy}} \cdot S^{\lambda_{Fy}} \sqrt{K^2 \cos^2 \beta + \sin^2 \beta} \leq p_{max} \cdot S.$$

Bibliografie

- [1] Drăghici, G., Buzatu, C. Contribuții la determinarea funcției obiectiv - prețul de cost minim al prelucrării și a relațiilor restrictive de calcul a parametrilor regimului optim de așchiere la strunjirea exterioară folosind programarea matematică. In: Buletinul Universității din Brașov, Seria A, Mecanică Aplicată, Construcții de mașini, vol. XVIII, 1976, pag. 123 - 130.
- [2] Nemirovski, I.A. Precizia prelucrării arborilor în trepte la strunguri prevăzute cu suporturi hidraulice de copiat. In: Buletinul construcțiilor de mașini, I.D.T., nr. 4, 1960, pag. 57 - 64.
- [3] Korobocikin B.L. Sraznitelinaia oțenka shem ghidravlicheskih Kopirovalninih ustroistv. In: Stanki i instrument, nr. 10, 1952, pag. 16 - 19.
- [4] Bașta, T.M. Transmisiile hidraulice de urmărire ale mașinilor. București, Ed. tehnică, 1961.
- [5] Legcenko, B.A. Ghidravlicheskie slediagcie privodi dlia avtomatizaii stankov. Maghiz, Moskva, 1962.
- [6] Drăghici, G. Bazele teoretice ale proiectării proceselor tehnologice în construcția de mașini. București, Ed. tehnică, 1971.

DRAGHICI, G., PIUKOVICI, I., BUZATU, C.

MODEL MATEMATIC PENTRU DETERMINAREA PARAMETRILOR
REGIMULUI OPTIM DE ASCHIERE LA PRELUCRAREA PE
STRUNG CU DISPOZITIVE HIDRAULICE DE COPIAT

Rezumat

In lucrare, pentru funcția - prețul de cost se stabilește modelul matematic al determinării parametrilor regimului de aschiere la strunjirea arborilor în trepte ținând cont și de restricțiile impuse de dispozitivul hidraulic de copiat.

DRAGHICI, G., PIUKOVICI, I., BUZATU, C.

MODELE MATHÉMATIQUE POUR LA DÉTERMINATION DES PARAMÈTRES
DU RÉGIME OPTIMUM DE COUPE AU TOURNAGE AVEC DES SYSTÈMES
HYDRAULIQUES DE COPIAGE

Résumé

Dans l'ouvrage, pour la fonction d'optimisation - le prix de revient - on a présenté le modèle mathématique pour la détermination des paramètres du régime de coupe au tournage des arbres à fusées en prenant en considération les restrictions imposées par le système hydraulique de copiage.

CERCETARI PRIVIND DETERMINAREA PARAMETRILOR

TEHNOLOGICI LA PRELUCRAREA ELECTROCHIMICA A

OTELULUI VMOCN 17

Dr.ing.Mircea Ivan,conférențiar la Universitatea din Brașov ;

Dr.ing.Gligor Rusan,conférențiar la Universitatea din Brașov;

Ing. Ioan Cristian, asistent la Universitatea din Brașov.

În vederea stabilirii parametrilor tehnologici,densitate de curent și viteză de prelucrare,la prelucrarea electrochimică este necesar să se stabilească în prealabil datele electrochimice de bază ale materialului de prelucrat;volumul specific efectiv de material dizolvat,tensiunea de polarizare și căderea de tensiune datorită pasivizării.

Aceste date au fost obținute cu ajutorul unei instalații de prelucrat electrochimic și a unui dispozitiv de cercetare a cărui schemă este prezentată în lucrarea [1].Folosind ca material de prelucrat oțelul VMOCN 17 s-au efectuat cercetări,utilizând ca electrolit NaCl 12% și NaNO_3 20%,în vederea determinării vitezei de prelucrare, a stabilirii interstițiului s_{90} și a rugozității suprafeței.

1. Stabilirea parametrilor tehnologici la prelucrarea oțelului VMOCN 17 folosind soluție de NaCl 12%

1.1. Cercetări privind determinarea vitezelor de prelucrare

La prelucrarea electrochimică viteza de avans depinde în primul rând de compoziția chimică a materialului de prelucrat,aceasta determinând echivalentul electrochimic al dizolvării.

Pentru stabilirea vitezelor de avans la prelucrarea electrochimică este necesar să se determine dependența dintre viteza de prelucrare v_A și densitatea de curent J pentru oțelul VMOCN 17.

Folosind o epruvetă avînd diametrul de 20 mm, din materialul cercetat, pe dispozitivul de cercetare s-au efectuat prelucrări cu diferite viteze de avans în intervalul 0,28 - 2 mm/min.

S-au utilizat următorii parametri de lucru:

- tensiunea $U = 17,5 \text{ V}$;
- temperatura de intrare în zona de lucru $T_i = 35^\circ\text{C}$;
- presiunea electrolitului la intrarea în zona de lucru $p_i = 12 \text{ daN/cm}^2$;
- presiunea electrolitului la ieșirea din zona de lucru $p_e = 3 \text{ daN/cm}^2$;

- soluție de electrolit NaCl 12%.

Pentru fiecare viteză de avans s-a măsurat curentul anodic și ținând cont de suprafața frontală a epruvetei s-a calculat densitatea de curent, rezultatele experimentale fiind prezentate în fig. 1.

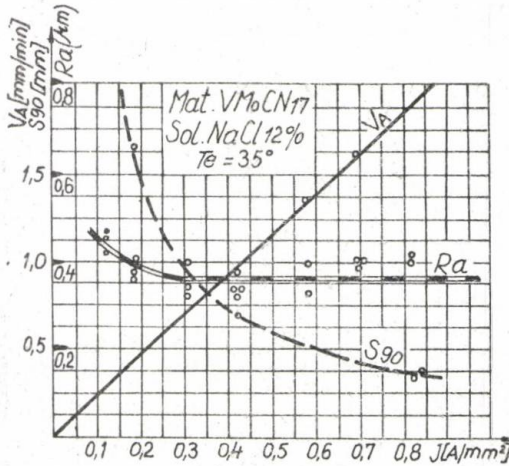


Fig 1

a prelucrării electrochimice. Pentru oțelul VMoCN 17, prelucrat cu o soluție de NaCl 12% avem:

$$V_{ef} = \frac{v_A}{J} = \frac{12,20}{0,5} = 2,44 \text{ mm}^3/\text{Amin} \quad (2)$$

Ținând cont de suprafața efectivă și de capacitatea generatorului de curent continuu al instalației se determină densitatea de curent și apoi, cu ajutorul lui V_{ef} , se calculează viteza de avans.

În funcție de posibilitățile de filtrare oferite de instalația de prelucrare electrochimică se limitează mărimea interstițiului la o valoare optimă de 0,3 mm, care asigură o viteză de prelucrare ridicată și un pericol de scurtcircuitare mic.

1.2. Stabilirea interstițiului frontal s_{90}

Determinarea interstițiului frontal s_{90} este necesară pentru proiectarea electrozilor sculă. Pentru stabilirea lui s_{90} este necesară determinarea căderii de tensiune în soluția de electrolit U_L avînd în vedere modul de repartizare al tensiunii U :

$$U = U_{E1} + U_{E2} + U_L + U_p, \quad (3)$$

unde ceilalți termeni sînt:

- U_{E1} - căderea de tensiune pe electrodul sculă;
- U_{E2} - căderea de tensiune pe electrodul piesă;
- U_p - căderea de tensiune datorată pasivizării.

$$U_{E1} + U_{E2} = U_{pol} , \quad (4)$$

U_{pol} fiind tensiunea de polarizare.

La prelucrarea cu soluții nepasivizante, cazul soluției de NaCl, stratul pasiv este înlăturat de ioni electrolitului, rezultînd că $U_p = 0$.

Ținînd cont de relațiile (3) și (4) se obține

$$U_L = U - U_{pol} . \quad (5)$$

Pentru obținerea căderii de tensiune în electrolit U_L este necesar să se determine tensiunea de polarizare U_{pol} . Aceasta poate fi obținută experimental măsurînd mărimea interstițiului frontal s_{90} la diferite valori ale lui U . Rezultatele obținute în urma încercărilor făcute, cu 2 viteze de avans (0,37 mm/min și 0,75 mm/min) și 7 tensiuni diferite (6 ; 7,5 ; 10 ; 12,5 ; 15 ; 17,5 și 19 V), se prezintă în fig. 2.

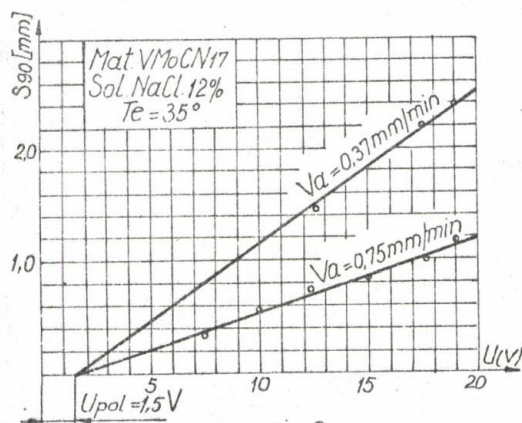


Fig 2

cu relația:

$$s_{90} = [U - (U_{pol} + U_p)] \cdot \frac{\kappa}{j} , \quad (6)$$

unde κ este conductibilitatea soluției de electrolit.

Punctele măsurate se găsesc pe o linie a cărei intersecție cu axa absciselor determină tensiunea de polarizare, a cărei valoare este o nouă caracteristică a cuplului de electrozi.

Pentru oțelul VMoCN 17, folosind soluții de NaCl și electrozi de alamă, $U_{pol} = 1,5V$.

Cu ajutorul tensiunii de polarizare se poate determina interstițiul frontal s_{90}

Pentru soluții de NaCl, $U_p = 0$, relația (6) devine:

$$s_{90} = (U - U_{pol}) \frac{\partial \epsilon}{\partial J} \quad (7)$$

Dependența dintre interstițiul frontal s_{90} și densitatea de curent J , pentru prelucrarea oțelului VM₀CN 17 cu soluție de electrolit de NaCl 12% și $T_i = 35^\circ$ se prezintă în fig. 1.

Se constată existența unei foarte mari apropieri între valorile măsurate și cele teoretice (ambele reprezintă o hiperbolă), diferențele fiind datorate faptului că temperatura electrolitului la intrarea în zona de lucru T_i nu a putut fi menținută riguros constantă în tot timpul prelucrării.

Avînd mărimea lui s_{90} , corespunzătoare densității de curent calculate, se poate trece la proiectarea electrozilor sculă.

1.3. Cercetări privind rugozitatea suprafeței prelucrate

Rugozitatea suprafeței prelucrate a fost măsurată pe suprafața frontală a spruvetei. Pentru fiecare densitate de curent (viteză de lucru) au fost făcute trei măsuri de rugozitate în direcția curgerii electrolitului, la un unghi de 45° și pe o direcție perpendiculară pe direcția de curgere. Rezultatele au fost trecute tot în fig. 1.

Se constată că, în cele mai multe cazuri, la prelucrarea oțelului VM₀CN 17 cu soluție de NaCl 12% există diferențe destul de mari între rugozitățile măsurate după cele trei direcții și că nu se respectă aceiași lege de variație a rugozității pe aceeași direcție, în sensul că rugozitatea nu se păstrează la valori maxime sau minime la diferite viteze de avans (diferite densități de curent).

Pînă la viteze de avans de $\approx 0,75$ mm/min rugozitatea scade ușor, după care rămîne constantă indiferent de viteza de lucru.

2. Stabilirea parametrilor tehnologici la prelucrarea oțelului VM₀ CN 17 folosind soluție de NaNO₃ 20%

2.1. Cercetări privind determinarea vitezelor de prelucrare

Restul condițiilor de cercetare rămînînd aceleași ca pentru soluția de NaCl 12% s-au utilizat următorii parametri de lucru:

- tensiunea de lucru $U = 17,5$ V;
- temperatura electrolitului la intrarea în zona de lucru $T_i = 35^\circ\text{C}$;
- presiunea electrolitului la intrarea în zona de lucru $P_i = 12$ daN/cm²;
- presiunea electrolitului la ieșirea din zona de lucru $P_e = 3$ daN/cm².

- soluție de electrolit NaNO_3 20%.

Rezultatele experimentale sînt prezentate în fig. 3.

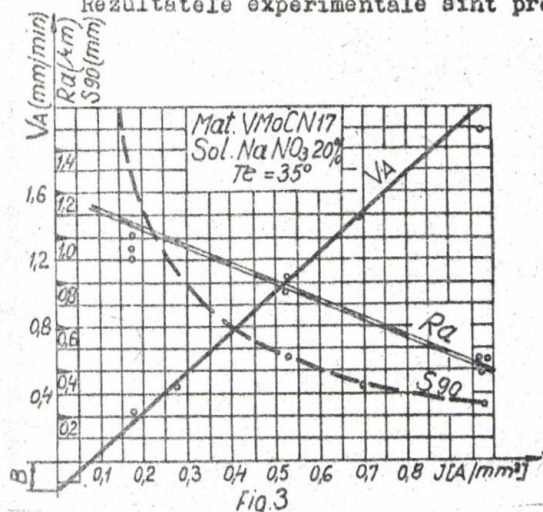


Fig. 3

lulul specific de material dizolvat :

Se constată că la prelucrarea oțelului VMoCN 17 cu ajutorul soluțiilor de NaNO_3 , dependența vitezei de avans - densitate de curent se prezintă sub forma unei drepte ce intersectează axa OX și are ecuația:

$$V_A = V_{ef} J - B, \quad (8)$$

B fiind ordonata punctului de intersecție a dreptei cu axa (Oy).

Din diagramă rezultă vo-

$$V_{ef} = \frac{V_A + B}{J} = \frac{0.95 + 0.12}{0.5} = 2.14 \text{ mm}^3/\text{min}. \quad (9)$$

Comparînd volumele specifice dizolvate la prelucrarea oțelului VMoCN 17, cu soluții de NaCl și de NaNO_3 , se constată că NaCl conduce la o productivitate mai mare (se lucrează cu viteze de avans mai mari la aceeași densitate de curent).

2.2. Stabilirea mărimii interstițiului frontal s_{90}

La prelucrarea cu soluții pasivizante, de tipul NaNO_3 , apar căderi de tensiune atât pe electrozi U_{pol} cît și în stratul pasivizant U_p . Suma acestora ($U_{pol} + U_p$) se determină măsurînd interstițiul s_{90} la diferențe tensiuni aplicate cuplului de electrozi piesă-sculă.

Rezultatele obținute sînt prezentate în fig. 4.

Punctele măsurate se găsesc pe o linie a cărei intersecție cu axa absciselor determină suma $U_{pol} + U_p$. Pentru oțelul VMoCN 17, folosind soluții de NaNO_3 și electrozi de alamă $U_{pol} + U_p = 4,5$ V. Din determinările făcute cu NaCl a reieșit valoarea tensiunii de polarizare,

$$U_{pol} = 1,5 \text{ V}.$$

Rezultă că valoarea căderii de tensiune datorată pasivizării este $U_p = 3 \text{ V}$.

Cu ajutorul acestei căderi de tensiune se poate determina interstițiul frontal s_{90} , pornind de la relația (6).

Dependența dintre interstițiul frontal s_{90} și densitatea de cu-

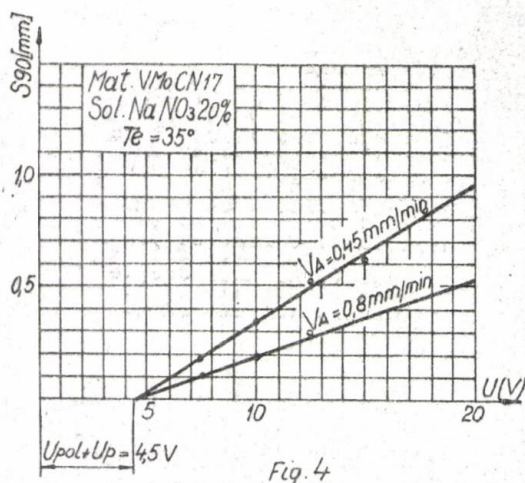


Fig. 4

rugozității suprafeței și cea a vitezei de avans la prelucrarea cu soluții de NaNO_3 , s-a folosit aceeași metodă de încercare ca cea folosită la prelucrarea cu soluții de NaCl rezultatele obținute fiind prezentate în fig. 3.

Analizând diagrama trasată se constată o creștere a calității suprafeței prelucrate cu creșterea vitezei de prelucrare. Este deci indicat a se lucra cu viteze cât mai mari, căci odată cu creșterea productivității se îmbunătățește și calitatea suprafeței prelucrate.

Comparând rugozitatea obținută la prelucrarea cu soluții de NaCl cu cea obținută la prelucrarea cu soluții de NaNO_3 se observă că, în cazul oțelului VMoCN 17, prelucrarea cu NaCl asigură o calitate a suprafeței superioară prelucrării cu NaNO_3 .

Concluzii

Prin determinarea datelor electrochimice de bază ale materialului de prelucrat (volumul specific de material dizolvat, tensiunea de polarizare și căderea de tensiune datorată pasivizării) și având caracteristicile generatorului instalației de prelucrare se poate stabili regimul de lucru pentru orice configurație (simplă sau complexă) de piesă executată în materialul VMoCN 17 folosind soluții de NaCl sau NaNO_3 .

În funcție de regimul de lucru determinat se stabilește mărimea interstițiului frontal (s_{90}), iar apoi se calculează mărimea

rent J , pentru prelucrarea oțelului VMoCN 17 cu soluție de electrolit de NaNO_3 20% și $T_i = 35^\circ$, se prezintă în fig. 3.

La fel și la NaCl se constată o foarte mare apropiere între valorile măsurate și cele teoretice.

2.3. Cercetări privind rugozitatea suprafeței prelucrate

Pentru determinarea dependenței între mărimea ru-

interstițiului lateral (s_0) și a celui normal (s_α) cu ajutorul că-
rora se corectează electrozii sculă utilizați în prelucrare. Se în-
lătură astfel multiplele încercări experimentale necesare corectă-
rii electrodului sculă, pentru asigurarea unei precizii ridicate
a prelucrării și deci reducerea prețului de cost a acesteia.

Regimul de lucru, la prelucrarea electrochimică, poate fi sta-
bilit și în funcție de rugozitatea impusă suprafeței piesei, avînd
determinată în prealabil dependența rugozității funcție de desnsi-
tatea de curent (viteză de prelucrare).

Bibliografie

- [1] Ivan, M., Rusan, Gl. Studii de fenomene și elaborarea de pro-
cese tehnologice tip cilindru și poligonal pentru prelucra-
rea electrochimică a oțelurilor de matrițe VCN 85 și MoCN 95-
STAS 3611-66. Contract de cercetare științifică, Universita-
tea din Brașov, 1976.
- [2] Ivan, M., Rusan, Gl. Cercetări privind determinarea parametrilor
tehnologici la prelucrarea electrochimică a oțelului de ma-
trițe VCN 85. A II Conferință de tehnologii noi în Construc-
ția de Mașini. Dec. 1977. Universitatea din Galați.

M. IVAN, GL. RUSAN, I. CRISTIAN

CERCETARI PRIVIND DETERMINAREA PARAMETRILOR

TEHNOLOGICI LA PRELUCRAREA ELECTROCHIMICA A

OTELULUI VMoCN 17

Rezumat

Lucrarea prezintă cercetările experimentale privind viteza de lucru, interstițiul frontal s_{90} și rugozitatea suprafeței, la prelucrarea electrochimică cu soluții de NaCl 12% și NaNO₃ 20%.

FORSCHUNGEN ZUR BESTIMMUNG DER TECHNOLOGISCHEN
PARAMMETERN BEI DER ELEKTROCHEMISCHEN BEARBEITUNG
DER STAHL ES VMoCN 17

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit behandelt die Forschungsversuche was die Arbeitsgeschwindigkeit, Arbeitsspatte s_{90} und die Oberflächenrauigkeit bei einer elektrochemischen Bearbeitung anbelangt. Es werden NaCl und NaNO₃ Lösungen in einer Konzentration von 12% und 20% verwendet.

CONTRIBUTII LA DETERMINAREA PRELUCRABILITATII

PRIN STRUNJIRE A OTELURILOR DE RULMENTI

Dr.ing. Gh. Secară, conferențiar la Universitatea din Brașov;

Ing. D. Rogea, asistent la Universitatea din Brașov;

Ing. M. Grigoriu, asistent la Universitatea din Brașov.

1. Obiectul lucrării

Cercetările care fac obiectul lucrării de față au fost efectuate în scopul stabilirii gradului de prelucrabilitate prin strunjire a unor oțeluri pentru rulmenți, de producție indigenă și străină, prin prisma uzurii pe care o imprimă acestea sculei așchietoare, la același regim de așchiere.

2. Metodica de cercetare

Dintre multiplele metode de determinare a așchiabilității cunoscute până în prezent au fost adoptate următoarele:

- metoda strunjirii longitudinale, cu viteză constantă, avînd drept criteriu de prelucrabilitate uzura sculei;
- metoda strunjirii longitudinale cu viteză constantă, la care criteriul de apreciere a prelucrabilității este durabilitatea sculei, T , metodă ce permite stabilirea dependenței $T = f(v)$;
- metoda evaluării prelucrabilității în procente.

Cercetările au fost efectuate pentru următoarele tipuri de oțeluri de rulmenți:

- oțel de rulmenți, Rul 1, produs la Intreprinderea „Oțelul Roșu” (marcat A);
- oțel de rulmenți, Rul 1, produs la Intreprinderea „Industria Sîrmei” din Cîmpia Turzii (marcat B);
- oțel de rulmenți, Rul 1, produs de firma „Koyo” - Japonia (marcat C);
- oțel de rulmenți, Rul 2, produs de Intreprinderea „Laminorul - Brăila” (marcat D);
- oțel de rulmenți, Rul 2, produs la Bolzano-Italia (marcat E);
- oțel de rulmenți, Rul 2, produs la Intreprinderea „Oțelul Roșu” (marcat F).

Materialele supuse cercetărilor au fost sub formă de bare, cu diametrul de 30 mm și lungimea 500 mm, cîte 6 din fiecare marcă de oțel.

Înainte de începerea încercărilor de strunjire, fiecărei bare i s-au făcut următoarele determinări:

- analiza chimică (spectral și a spanului);
- aspectul microscopic;
- microstructura (STAS și KOYO);
- analiza incluziunilor nemetalice (STAS);
- duritatea HB la diverse intervale de lungime de la capătul fiecărei bare;
- duritatea HB a miezului (obignuită) și a șlifului pe generatoare.

Prelucrarea prin strunjire s-a efectuat pe un strung normal SNA-560, folosind lichidul de răcire-ungere PE-2. De asemenea, s-a utilizat un cuțit pentru strunjire, fig. 1, din oțel rapid RK-100, care prin forma adoptată a asigurat condiții egale de așchiere pe întreg parcursul experimentărilor, reascuțirea acestuia făcându-se numai pe fața de așezare secundară.

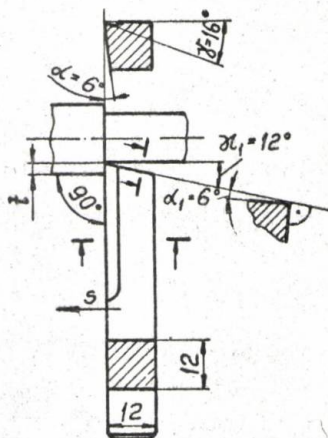


Fig.1

Pentru imprimarea uzurii cuțitului pe fața de așezare (U_{∞}), s-au efectuat strunjiri longitudinale repetate, pe fiecare bară în parte, cu același regim de așchiere și anume:

$v = 55 \text{ m/min}$; $t = 2 \text{ mm}$; $s = 0,08 \text{ mm/rot}$.

Măsurarea uzurii sculei s-a făcut la intervale de timp de câte 3 minute, folosindu-se un microscop de atelier cu dublă reflexie.

În același timp s-au urmărit, la fiecare bară, calitatea suprafeței prelucrate și modul de formare a așchiei.

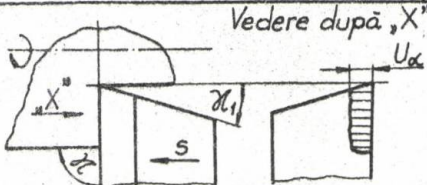
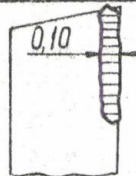
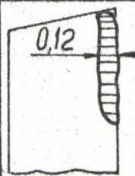
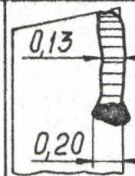
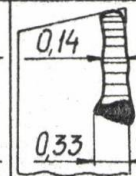
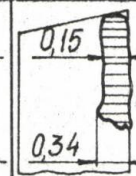
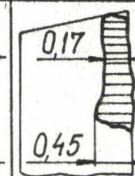
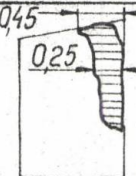
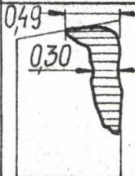
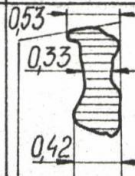
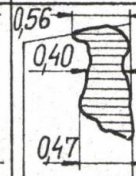
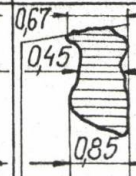
Pentru a fi posibilă stabilirea dependenței dintre durabilitatea sculei, T , și viteza de așchiere, v , s-au efectuat strunjiri și cu alte valori ale vitezei de așchiere, păstrând însă toți ceilalți parametri ai prelucrării, constanți.

3. Rezultate obținute

În urma încercărilor de așchiere a rezultat evoluția în timp

a uzurii sculei pe fața de așezare. Pentru exemplificarea celor constatate prin cercetarea cu ajutorul microscopului de atelier, reproducem, în tabelul 1, filmul propagării uzurii, pe fața de așezare, în cazul a două din cele șase mărci de oțeluri încercate. Pe baza acestora s-au trasat diagramele $U_{\alpha} = f(\text{timp})$ și totodată s-au stabilit valorile medii ale uzurii pentru fiecare tip de oțel (A, B, C, D, E și F).

Tabelul 1

Evoluția uzurii sculei pe fața de așezare în timpul așchierii $U_{\alpha} = f(\text{timp})$					
			Regim de așchiere: $V_{med} = 55 \text{ [m/min]}$ $S = 0,08 \text{ [mm/rot]}$ $t = 2 \text{ [mm]}$ Lichid de răcire-ungere PE-2		
Oțel de rulmenți, Rul.1, produs de firma „Koyo” Japonia (marcat C).					
$t = 5 \text{ min.}$	$t = 10 \text{ min.}$	$t = 14 \text{ min.}$	$t = 17 \text{ min.}$	$t = 20 \text{ min.}$	$t = 23 \text{ min.}$
					
Oțel de rulmenți Rul.2, produs de „Laminorul”-Brăila (marcat D)					
$t = 3 \text{ min.}$	$t = 5 \text{ min.}$	$t = 8 \text{ min.}$	$t = 10 \text{ min.}$	$t = 14 \text{ min.}$	
					

Cu ajutorul acestor valori s-a trasat diagrama din figura 2 din care rezultă că cea mai mică uzură a sculei se obține la prelucrarea oțelului Rul 1 produs de firma japoneză „Koyo”, (marcat C), iar cea mai mare uzură la prelucrarea oțelului Rul 2 provenit de la firma din Bolzano Italia, (marcat E).

Folosind rezultatele obținute la strunjirea barelor și cu alte viteze de așchiere decât cea indicată în tabelul 1, s-a trasat, în continuare, variația durabilității sculei în funcție de viteză pentru cele 6 mărci de oțeluri studiate, rezultând diagrama din

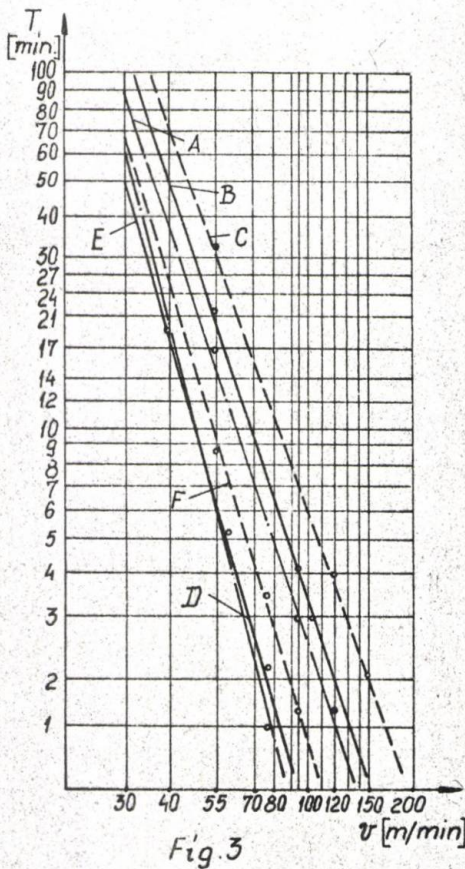
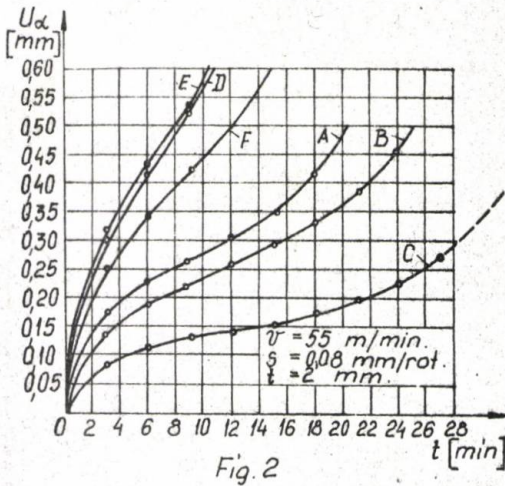


figura 3. Analizând și prelucrând aceste rezultate auto-rii au stabilit valorile parametrului v_{60} - viteza de aşchiere care asigură durabilitatea sculei $T = 60$ minute - pentru toate cele 6 mărci de oţeluri încercate.

Acese valori sînt următoarele:

- pentru oţelul Rul 1 produs de Intreprinderea „Oţelul Roşu” (marcat cu A) $v_{60} = 34$ m/min;
- pentru oţelul Rul 1 produs de I.S.C.T. (marcat cu B) $v_{60} = 37,5$ m/min.;
- pentru oţelul Rul 1 produs de firma japoneză „Koyo” (marcat cu C) $v_{60} = 43,5$ m/min.;
- pentru oţelul Rul 2 produs de Intreprinderea „Laminorul” Brăila, (marcat cu D) $v_{60} = 28,5$ m/min.;
- pentru oţelul Rul 2, produs de firma italiană din Bolzano (marcat cu E) $v_{60} = 30$ m/min.;
- pentru oţelul Rul 2, produs de Intreprinderea „Oţelul Roşu”, (marcat cu F) $v_{60} = 31,5$ m/min.;

Considerînd oţelul japonez produs de firma „Koyo” drept material etalon cu grad de prelucrare prin strunjire 100%, rezultă că se poate calcula valoarea indicelui de relativă aşchibilitate, I_{ra} , a fiecăruia dintre oţelurile testate, în condi-

țiile admiterii durabilității sculei, $T = 60$ minute. În acest caz, situația se prezintă astfel:

- pentru oțelul Rul 1, marcat cu A:

$$I_{ra} = \frac{34}{43,5} \times 100 = 78,3\% ;$$

- pentru oțelul Rul 1, marcat cu B: $I_{ra} = \frac{37,5}{43,5} \times 100 = 86,4\% ;$

- pentru oțelul Rul 1, marcat cu C: $I_{ra} = \frac{43,5}{43,5} \times 100 = 100\% ;$

- pentru oțelul Rul 2, marcat cu D: $I_{ra} = \frac{28,5}{43,5} \times 100 = 65,5\% ;$

- pentru oțelul Rul 2, marcat cu E: $I_{ra} = \frac{30}{43,5} \times 100 = 68,9\% ;$

- pentru oțelul Rul 2, marcat cu F: $I_{ra} = \frac{31,5}{43,5} \times 100 = 72,4\% .$

4. Concluzii

Din cercetările experimentale efectuate au rezultat următoarele concluzii mai importante:

- diferențierile de prelucrabilitate constatate se află în strînsă concordanță cu valorile durității Brinell, HB, care la oțelurile Rul 2 (marcate D, E și F) sînt cu cca. 25...30 unități mai mari decît la oțelurile Rul 1 (marcate A, B și C).

- evoluția mai rapidă a uzurii, în timp, a cușitului, la strunjirea oțelurilor Rul 2 se datorează și conținutului procentual mai mare de mangan și siliciu cuprins în acest tip de oțel în comparație cu cel edidențiat în oțelurile pentru rulmenți Rul 1.

- duritatea optimă, în unități Brinell, care asigură cea mai ridicată prelucrabilitate prin strunjire este cuprinsă în intervalul 185...190 HB.

Bibliografie

- [1] Chapins, M. Les essais de coupe des materiaux. In Courier de la Normalisation, Franța, vol. 36, nr. 29, 1969.
- [2] Lefèvre, J. s.a. L'usinabilité des aciers inoxydables. In Machine Outil Francaise, Franța, vol. 35, nr. 260, ianuarie 1970.
- [3] Picog, C. s.a. Prelucrabilitatea prin aşchiere a fontelor şi oțelurilor, Institutul Politehnic Iași, 1975.

GH.SECARA, D.ROSCA, M.GRIGORIU

CONTRIBUTII LA DETERMINAREA PRELUCRABILITATII PRIN STRUN-
JIRE A OTELURILOR DE RULMENTI

Rezumat

Prin lucrarea de față se prezintă un studiu asupra determi -
nării prelucrabilității prin strunjire a unor oțeluri pentru rul -
menți, de producție românească și străină.

In urma încercărilor efectuate, autorii ajung la concluzia că
așchiabilitatea oțelurilor testate este influențată în mod hotărâ-
tor de duritatea acestora.

ON THE DETERMINATION OF TURNING WORKABILITY OF BALL-
BEARING STEELS

Summary

The paper advances an approach on the determination of the
workability by turning of Romanianmade as well as foreign ball-
Bearing steels.

As a consequence of the experiments carried out, the authors
conclude that the chipping workability of the steels tested de-
pends mainly on their degree of hardness.

DETERMINAREA PIERDERILOR PRIN FRECARĂ, LA PRELUCRAREA
CU BURGHIE PENTRU GAURI ADINCI CU EVACUARE
EXTERIOARA A ASCHIILOR

Ing. I. Tănăsescu, șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

1. Introducere

Prelucrarea găurilor cu burghie speciale pentru găuri adânci presupune învingerea momentului de așchiere - M_a - și a pierderilor prin frecare, apreciate prin momentul de frecare M_f - sau prin coeficientul de frecare global - μ .

Momentul de frecare depinde de mărimea forței de așchiere, poziția vârfului sculei precum și de locul de amplasare a pastilelor de ghidare.

În lucrările [1;2;3] sînt prezentate cercetări teoretice și experimentale, fără însă a se oferi relații de calcul necesare în proiectarea sculei.

2. Determinarea reacțiunilor pe penele de ghidare.

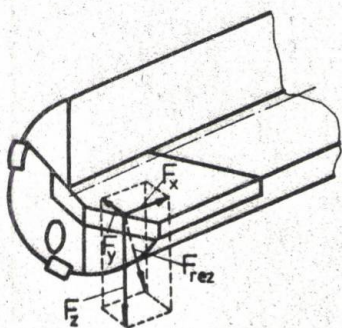


Fig.1.

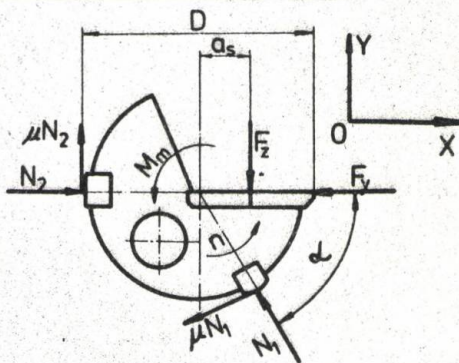


Fig.2.

Forța de așchiere F_{rez} , fig.1, se poate considera descompusă în componentele F_z ; F_y și F_x . Dintre acestea se neglijează efectul componentei F_x în calculul pierderilor prin frecare.

Pentru situația de echilibru a capului sculei se consideră forțele și momentul motor M_m indicate în fig.2, unde:

N_1 ; N_2 sînt reacțiunile pe penele de ghidare;

μ - coeficient de frecare;

μN_1 ; μN_2 sînt forțele de frecare corespunzătoare reacțiunilor N_1 și N_2 ;

$M_m = M_a + M_f$, este momentul motor dezvoltat de mașina unealtă;

α - unghiul de poziție a penei de ghidare;

a_s - poziția vârfului sculei;

D - diametrul găurii de realizat.

Acceptînd un sistem de axe xoy ecuațiile de echilibru vor fi:

$$\sum F_x = 0 \quad N_2 - N_1 \cos \alpha - \mu N_1 \sin \alpha - F_y = 0; \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \quad \mu N_2 + N_1 \sin \alpha - \mu N_1 \cos \alpha - F_z = 0; \quad (2)$$

$$\sum M = 0 \quad \mu N_2 \frac{D}{2} + \mu N_1 \frac{D}{2} + F_z a_s - M_m = 0. \quad (3)$$

Din relațiile (1) și (2) rezultă:

$$N_1 = \frac{F_z - \mu F_y}{(1 + \mu^2) \sin \alpha}; \quad N_2 = \frac{F_z (\mu \sin \alpha + \cos \alpha) + F_y (\sin \alpha - \mu \cos \alpha)}{(1 + \mu^2) \sin \alpha}. \quad (4)$$

Pentru valoarea uzuală, $\alpha = 90^\circ$, relațiile (4) se pot scrie:

$$N_1 = \frac{F_z - \mu F_y}{1 + \mu^2}; \quad N_2 = \frac{F_y + \mu F_z}{1 + \mu^2}. \quad (5)$$

Acceptînd notațiile $a_s = KD$ și $F_y = \epsilon F_z$, unde $K = 0,2 \dots 0,25$; $\alpha = 90^\circ$; $\epsilon = 0,2 \dots 0,5$ [1], din relațiile (1) și (3) rezultă N_1 și N_2 :

$$N_1 = F_z \frac{1 + 2K}{1 - \mu} - \frac{2 M_m}{D(1 - \mu)}; \quad N_2 = \frac{1}{\mu} \left[\frac{2 M_m}{D(1 - \mu)} - F_z \frac{\mu + 2K}{1 - \mu} \right]. \quad (6)$$

3. Calculul momentului și a coeficientului de frecare

Egalînd expresiile lui N_1 din relațiile (5) și (6) se poate determina dependența parametrilor de așchiere de coeficientul de frecare μ :

$$\mu^2 [DF_z(1 + 2K - \epsilon) - 2M_m] + \mu DF_z(\epsilon + 1) - 2(M_m - KDF_z) = 0. \quad (7)$$

Rădăcina pozitivă a ecuației (7) reprezintă coeficientul global de frecare cu care se poate calcula momentul de frecare:

$$M_f = \frac{D}{2} (\mu N_1 + \mu N_2) = \frac{\mu D}{2} (N_1 + N_2). \quad (8)$$

Pentru calcularea coeficientului de frecare μ și a momentului de frecare M_f , se determină experimental M_m și F_z pentru un diametru ales D , un avans de lucru S în mm/rot și o turație n în rot/min în funcție de materialul de prelucrat.

Pentru prelucrarea oțelului cu $\zeta_r = 70 \text{ daN/mm}^2$, de exemplu, în [3] se recomandă pentru $D=20 \text{ mm}$:

$S = 135 \text{ mm/min}$; $V=120 \text{ m/min}$; $K_s=420 \text{ daN/mm}^2$; $P=4,2 \text{ kW}$, unde: S este avansul sculei; V -viteza de aşchiere; K_s - apăsarea de aşchiere; P -puterea consumată pentru prelucrare.

În baza acestor date rezultă:

$$n = \frac{1000 V}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 120}{3,14 \cdot 20} \approx 1900 \text{ rot/min}; S = \frac{S'}{n} = \frac{135}{1900} = 0,07 \text{ mm/rot};$$

$$F_z = \frac{SD}{2} K_s = \frac{0,07 \cdot 20}{2} \cdot 420 = 294 \text{ daN}; M_m = 97400 \frac{P}{n} = 97400 \frac{4,2}{1900} = 215 \text{ daN.cm.}$$

Considerînd $K=0,25$ şi $\varepsilon = 0,5$, pentru $F_z=294 \text{ daN}$ şi $M_m=215 \text{ daN.cm}$, din ecuaţia (7) se obţine:

$$\mu^2 + 5,58\mu - 0,86 = 0,$$

care rezolvată conduce la soluţia pozitivă, $\mu = 0,15$.

Pentru $\mu=0,15$; $M_m=250 \text{ daN.cm}$; $F_z=294 \text{ daN}$; $K=0,25$; $\varepsilon = 0,5$, relaţiile (6) şi (8) conduc la:

$$N_1=265,8 \text{ daN}; N_2=187,4 \text{ daN}, M_f=67,9 \text{ daN.cm.}$$

Momentul de frecare raportat la momentul total va fi:

$$\frac{M_f}{M_m} = \frac{67,9}{215} = 0,31.$$

4. Concluzii

Efectuînd calcule asemănătoare pentru diverse diametre s-a constatat că $\mu=0,15...0,24$ iar $M_f \approx 0,3 M_m$ ceea ce corespunde cu aprecierile experimentale prezentate în [1].

Bibliografie

- [1] PETER, STREICHER. Tiefbohren der Metalle. Werkzeugmaschine international, Fachbuchreihe, Band 2, Voger-Verlag, 1975.
- [2] x x x Mitteilungen über Probleme der spanabhebenden Fertigung. TITEX PLUS, Nr.1, 1968.
- [3] x x x Tiefbohrmaschinen. Catalog SIG, 9.I.1967.

I. TANASESCU.

DETERMINAREA PIERDERILOR PRIN FRECARÉ LA PRELUCRAREA CU
BURGHIE PENTRU GAURI ADINCI CU EVACUAREA EXTERIOARA A
ASCHIILOR

Rezumat

În lucrare se studiază forțele ce acționează asupra penelor de ghidare, momentul și coeficientul de frecare global în funcție de componentele forței de așchiere F_z și F_y .

În baza datelor experimentale din literatură se determină - prin calcul, coeficientul și momentul de frecare. Relațiile stabilite în lucrare conduc la rezultate apropiate de cele obținute experimental.

BESTIMMUNG DER REIBVERLUSTE BEI DER ZERSPANUNG MIT
TIEFLOCHBOHRERN MIT ÄUSSERER ENTSPANNUNG

Zusammenfassung

Im Beitrag werden die Kräfte, die auf die Führungskeile einwirken, das Reibmoment und der globale Reibwert in Abhängigkeit von den Schneidkraftkomponenten F_z und F_y studiert. Auf Grund der experimentellen, in der Literatur angegebenen Daten werden Reibkraft und Reibmoment rechnerisch bestimmt. Die im Beitrag ermittelten Beziehungen führen zu den experimentellen Daten annähernd gleichen Ergebnissen.

CONTRIBUTII LA STUDIUL OPTIMIZARII REGIMULUI DE ASCHIERE
PRIN FREZARE IN FUNCTIE DE CALITATEA SUPRAFETEI,
PENTRU SUPRAFETE PROFILATE

Ing.I.Cismaru, asistent la Universitatea din Braşov;

Ing.M.Cismaru, asistent la Universitatea din Braşov.

1. Aspecte generale

Prelucrarea prin aşchiere a reperelor de mobilier este urmată în general de şlefuire, operaţie care se execută mecanizat la suprafeţele plane şi semi-mecanizat sau manual pentru suprafeţele profilate.

Trecerea de la mobilierul clasic, caracterizat prin linii drepte şi suprafeţe plane, la mobilierul stil, semistil sau neostil, caracterizat prin muchii profilate atât pe lungime cât şi pe secţiune, a dus la creşterea volumului de manoperă necesară şlefuirii suprafeţelor.

Necesitatea reducerii volumului manoperei în cadrul costurilor unui produs apare ca factor hotărâtor al creşterii productivităţii muncii la nivel de întreprindere.

Reducerea manoperei fiind strict legată de mecanizare, se impune deci, găsirea soluţiilor cele mai eficiente, în cazul de faţă de şlefuire mecanizată a suprafeţelor profilate, sau de evitare a operaţiei de şlefuire încă din faza de prelucrare.

Pornind de la aceste considerente şi analizând factorii determinanţi ai regimului de aşchiere prin frezare s-a ajuns la concluzia că operaţia de şlefuire poate fi înlăturată, ca operaţie distinctă a procesului tehnologic, prelucrarea suprafeţelor la acelaşi grad de netezime putându-se realiza din frezare, prin stabilirea adecvată a parametrilor regimului.

Optimizarea regimurilor trebuie să aibă în vedere calitatea ce trebuie să rezulte pe baza profilului real al piesei. Astfel, pentru repere caracterizate prin raze de curbură mici regimurile vor fi diferite în raport cu reperele caracterizate prin raze de curbură mari, chiar dacă vor fi executate din aceeaşi specie lemnasă. Dife-

rența apare datorită diametrelor diferite ale frezelor, pentru cele două cazuri, capabile să urmărească în totalitate profilul.

În cadrul lucrării se urmărește stabilirea dependenței reale ce există între calitatea suprafeței care trebuie prelucrată și parametrii regimurilor de așchiere în așa fel încât optimizarea regimurilor de așchiere să fie posibilă și eficientă.

2. Rugozitatea la prelucrare - dependența de parametrii regimului de așchiere

Pentru stabilirea dependenței dintre înălțimea neregularităților rezultate la prelucrare și parametrii regimurilor de așchiere se consideră o freză, caracterizată prin raza (R), numărul de cuțite tăietoare (Z), care execută o mișcare de rotație (n) și care se deplasează cu viteza (u) în raport cu materialul (fig.1).

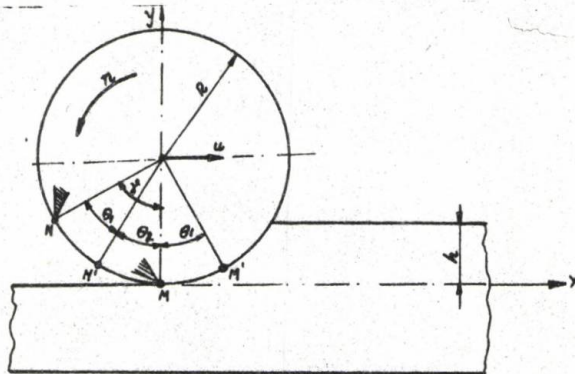


Fig. 1

Punctele M, N și M', N' reprezintă poziții diferite ale muchiilor tăietoare a două cuțite alăturate, în timpul prelucrării, iar γ^* - unghiul de dispunere a cuțitelor pe freză.

În timpul prelucrării, cuțitul M descrie o curbă definită prin ecuațiile parametrice:

$$\begin{cases} X_M = R \sin \theta_1 + ut; \\ Y_M = R - R \cos \theta_1, \end{cases} \quad \text{unde: } \theta_1 = \frac{\pi n t}{30} \text{ [rad]}. \quad (1)$$

Cuțitul N descrie o curbă definită prin ecuațiile parametrice:

$$\begin{cases} X_N = R \sin \theta_2 + ut; \\ Y_N = R - R \cos \theta_2, \end{cases} \quad \text{unde: } \theta_2 = \gamma^* - \theta_1 = \frac{2\pi}{Z} - \frac{\pi n t}{30} \text{ [rad]}. \quad (2)$$

Curbele cu expresiile matematice prezentate sînt numite trochoide și nu pot fi reprezentate grafic sub forma $y=f(x)$ deoarece

atit y cît și x sînt funcții de timp de forma:

$$\begin{cases} X_M = R \sin\left(\frac{T \cdot n \cdot t}{30}\right) + u \cdot t ; \\ Y_M = R - R \cos\left(\frac{T \cdot n \cdot t}{30}\right) , \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} X_N = R \sin\left(\frac{2T}{Z} - \frac{T \cdot n \cdot t}{30}\right) + u \cdot t ; \\ Y_N = R - R \cos\left(\frac{2T}{Z} - \frac{T \cdot n \cdot t}{30}\right) . \end{cases} \quad (4)$$

Curbele definite de relațiile (3) și (4) au forma din fig.2.

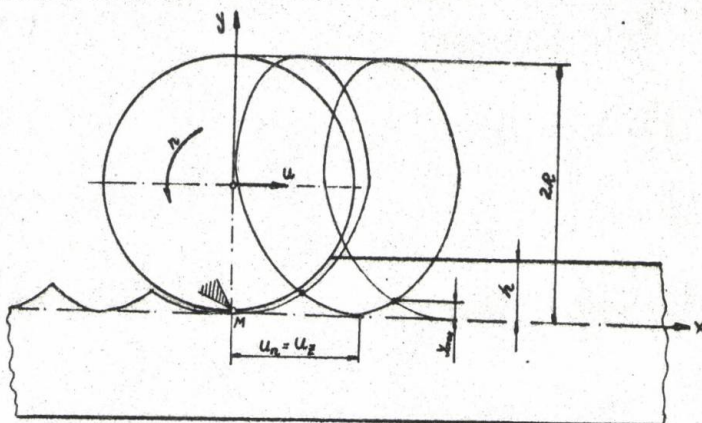


Fig. 2

Dacă scula ar fi prevăzută numai cu un cuțit (M) în urma prelucrării, forma suprafeței prelucrate va fi de forma celei hașurate.

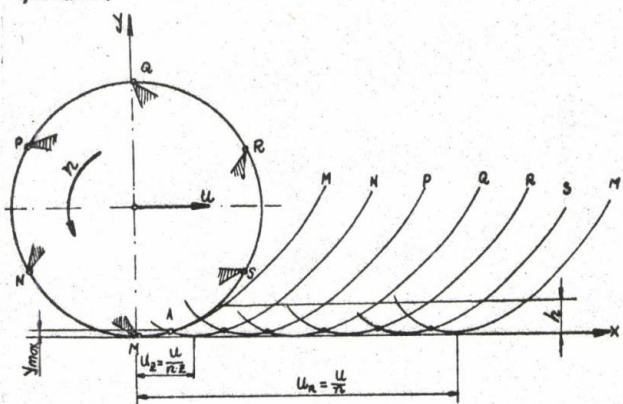


fig. 3). Fig. 3

Punctul A, de înălțime maximă pe suprafața prelucrată, rezultă din intersecția traiectoriei cuțitelor alăturate M și N, fiind comun ambelor curbe.

Deci pentru $Y_M = Y_N$ rezultă:

Scula prevăzută cu mai multe cuțite va genera o suprafață asemănătoare cu cea prezentată în fig.2, ca rezultat al intersecției trochidelor paralele generate de cuțitele alăturate. Pentru studiu se vor lua numai porțiuni din aceste curbe(v.

$$R - R \cos\left(\frac{\pi \cdot n \cdot t_1}{30}\right) = R - R \cos\left(\frac{2\pi}{z} - \frac{\pi \cdot n \cdot t_1}{30}\right), \quad (5)$$

de unde rezultă $t_1 = \frac{30}{n \cdot z}$, adică timpul după care au loc intersecția traiectoriilor. Punctul A, fiind comun ambelor curbe rezultă:

$$\begin{cases} X_A = X_M = X_{N_1}(t_1); \\ Y_A = Y_{max} = Y_M = Y_{N_1}(t_1), \end{cases} \quad (6)$$

unde $X_A = X_M = \frac{u}{2 \cdot n \cdot z}$ rezultă din fig.3.

Utilizând relațiile (4) și (6) rezultă:

$$\begin{cases} \frac{u}{2 \cdot n \cdot z} = R \sin \frac{\pi}{z} + \frac{30}{n \cdot z} \cdot u; \\ Y_{max} = R - R \cos \frac{\pi}{z}. \end{cases} \quad (7)$$

Din prima ecuație rezultă:

$$\sin \frac{\pi}{z} = \frac{1}{R} \left(\frac{u - 60u}{2 \cdot n \cdot z} \right) = -\frac{59 \cdot u}{2 \cdot n \cdot z \cdot R} \text{ și deci } \cos \frac{\pi}{z} = \sqrt{1 - \left(\frac{59 \cdot u}{2 \cdot n \cdot z \cdot R} \right)^2},$$

care introdus în a doua ecuație definește înălțimea maximă a rugozității:

$$Y_{max} = R \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{59 \cdot u}{2 \cdot n \cdot z \cdot R} \right)^2} \right]. \quad (8)$$

Stiind că în general parametrii u, R sînt dați în m/min și respectiv în mm pentru a utiliza aceeași unitate de măsură e necesară corecția:

$$Y_{max} = R \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{29.500 \cdot u}{n \cdot z \cdot R} \right)^2} \right] [mm], \quad (9)$$

expresie în care parametrii sînt: U - viteza de avans în m/min; n - turația sculei în rot/min; z - numărul de oușite tăietoare ale sculei; R - raza sculei în mm.

Analizînd relația (9) se poate observa dependența reală a înălțimii rugozității suprafeței prelucrate de parametrii regimului de aşchiere; relație din care se pot stabili posibilitățile de intervenție în timpul prelucrării asupra parametrilor regimului pentru a se putea obține rugozitatea dorită.

$$u = \frac{R \cdot n \cdot z}{29.500} \sqrt{1 - \left(\frac{R - Y_{max}}{R} \right)^2} [m/min], \quad (10)$$

$$Z_{min} = \frac{29.500 \cdot u}{R \cdot n \sqrt{1 - \left(\frac{R - Y_{max}}{R} \right)^2}}. \quad (11)$$

Relațiile (10) - (11) pot fi utilizate în practica de proiectare la compartimentele tehnologice pentru definirea regimului de

de aşchiere caracteristic reperelor. Astfel,

- pentru frezarea suprafeţelor profilate în plan după diferite raze, se stabileşte raza maximă a frezei capabilă să urmărească în totalitate profilul respectiv.

Avându-se în vedere că maşinile unelte din industria lemnului sînt prevăzute cu una sau două trepte de turaţii, se recomandă utilizarea turaţiilor mari.

Măsurile de intervenţie asupra parametrilor regimului de aşchiere pentru obţinerea unei rugozităţi impuse ar fi în aceste condiţii:

- dacă scula se alege cu un număr de dinţi z înseamnă că pentru optimizarea regimului de aşchiere trebuie calculat avansul u , stabilindu-se astfel treapta de avans necesară;

- dacă maşina nu are posibilitatea de avans diferenţiat se calculează numărul de dinţi minim necesar sculei.

În general se recomandă optimizarea regimurilor de aşchiere pe baza determinării vitezei de avans pentru o sculă stabilită, în condiţiile unei turaţii constante a arborelui port sculă.

3. Concluzii

Utilizarea relaţiilor matematice din lucrare facilitează stabilirea regimurilor de aşchiere în funcţie de o rugozitate impusă, ceea ce face posibilă mecanizarea operaţiei de frezare după contur cu eliminarea operaţiei de şlefuire.

Pentru a fi posibilă aplicarea în totalitate a acestui procedeu de lucru se impune ca maşinile unelte din industria lemnului să fie capabile de a realiza game de variaţie a turaţiei sculei şi a avansului piesei şi nu trepte de mişcare care limitează posibilitatea de utilizare a maşinii.

Utilizarea variatoarelor atât pe direcţia avansului cît şi a turaţiei asigură lărgirea domeniului de utilizare a maşinilor.

Bibliografie

- [1] RADU, A. Maşini unelte pentru prelucrarea lemnului. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1977.
- [2] DOGARU, V. Scule, dispozitive şi verificatoare pentru industria lemnului, vol. I. Universitatea din Braşov, 1973.
- [3] RADU, A., SBURLAN, D., DOGARU, V. Utilizarea sculelor tăietoare în industria lemnului. Editura tehnică, Bucureşti-1973.

CISMARU, I., CISMARU, M.

CONTRIBUTII LA STUDIUL OPTIMIZARII REGIMULUI DE ASCHIERE
PRIN FREZARE IN FUNCTIE DE CALITATEA SUPRAFETEI, PEN-
TRU SUPRAFETE PROFILATE

Rezumat

Lucrarea prezintă un studiu teoretic al procesului de aşchiere stabilind relaţia matematică a dependenţei rugozităţii suprafeţelor prelucrate de parametrii regimului.

Relaţia matematică dă posibilitatea stabilirii regimului de aşchiere adecvat atunci cînd se doreşte obţinerea unei rugozităţi înaintea stabilite, făcînd posibilă eliminarea operaţiei de şlefuire a elementelor profilate în plan sau spaţiu, operaţie cu un consum mare de manoperă avîndu-se în vedere imposibilitatea mecanizării.

BEITRÄGE ZUM STUDIUM DER OPTIMIERUNG DER ZERSPANUNGS
PARAMETER BEIM FRÄSEN VON PROFILFLÄCHEN IN ABHÄNGIGKEIT
VON DER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT

Zusammenfassung

Im Beitrag wird ein theoretisches Studium des Zerspanungsvorganges, mit Bestimmung der mathematischen Beziehung der Abhängigkeit der Oberflächenrauigkeit von den Zerspanungsparametern, dargestellt.

Die mathematische Beziehung ermöglicht die Bestimmung der einer vorbestimmten Rauigkeit entsprechenden Zerspanungsparameter und ermöglicht die Ausscheidung des, wegen der Unmöglichkeit der Mechanisierung sehr Arbeitsaufwendigen, Schleifens der eben und räumlich profilierten Elemente.

PRIVIND O NOUA MODALITATE DE REALIZARE A INELULOR DE
CAUCIUC DE TIP „O”

Ing. V. Bejan, asistent la Universitatea din Braşov.

1. Consideraţii generale asupra metodei actuale

Realizarea inelelor „O” implică rezolvarea a două aspecte. Primul constă în stabilirea corectă a reţetei cauciucului brut, aspect rezolvat de chimişti în funcţie de cerinţa beneficiarului, de condiţiile concrete de exploatare. Al doilea constituie obţinerea inelului prin vulcanizare, aspect rezolvat în mare parte de tehnologi şi proiectanţi.

Având în vedere rolul funcţional al acestei garnituri este ştiut că ea etansează în planul radial sau axial, adică unde în condiţiile actuale apare bavura de la vulcanizare. Acest fapt obligă pentru a realiza o bună etanşare ca profilul toronului să fie perfect circular, inclusiv inexistenţa bavurii.

Datorită modalităţilor actuale de obţinere a acestor inele bavura apare în planul radial al inelului care determină şi alte

abateri pe lângă abaterile de formă ale toronului, aşa cum se arată în fig. 1, a şi 1, b. (modalităţi cuprinse în [1])

Defectele semnalate pot amplifica abaterile de formă tocmai în zonele I şi II, zone importante în momentul etanşării. Amplificarea acestor defecte se produce în timpul operaţiei de debavurare prin metodele actuale de serie mare existente în întreprinderile specializate.

Aceste defecte sînt determinate de principiul con-

structiv al matriţelor actuale prezentate în fig. 2, a, 2, b, 2, c. Se observă oă o serie de abateri dimensionale ale matriţelor in-

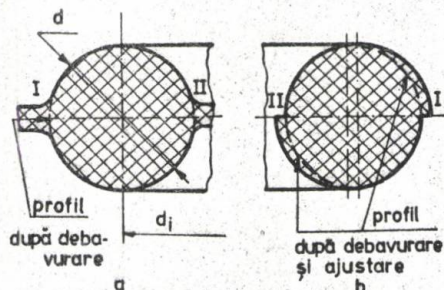


Fig. 1.

Fig. 1 a - Defect datorat nefinirii complete a matriței ce are ca rezultat o bavură prea groasă.

Fig. 1 b - Defect datorat abaterilor de poziție a celor 2 semicanale.

fluențează direct asupra concordanței de poziție între cele 2 semi canale ale matriței.

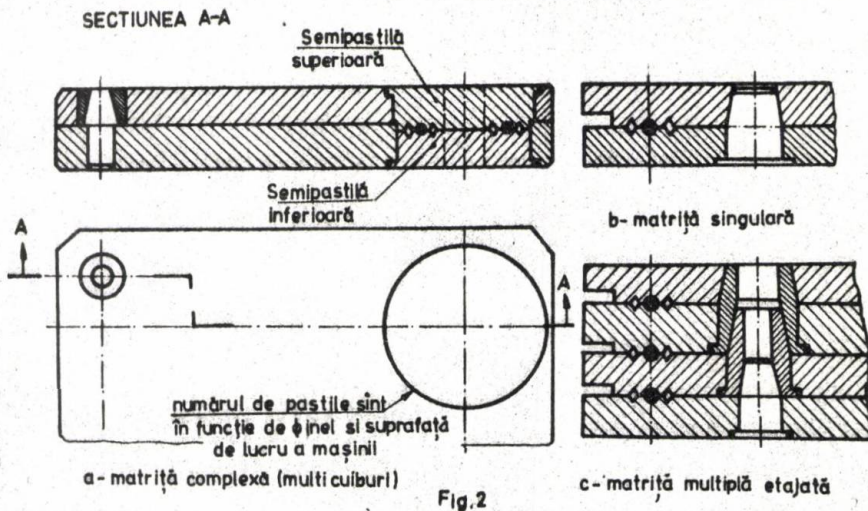


Fig. 2

2. Metoda propusă pentru realizarea inelelor „O”

2.1. Considerații teoretice

Pentru eliminarea acestor deficiențe s-a conceput și pus la punct o nouă formă constructivă a matrițelor care să elimine apariția bavurii în planul radial. Această matriță are în principiu construcția din fig. 3, a. Se observă în fig. 3, b că în urma vulcanizării în această matriță bavura apare într-un plan la 45° .

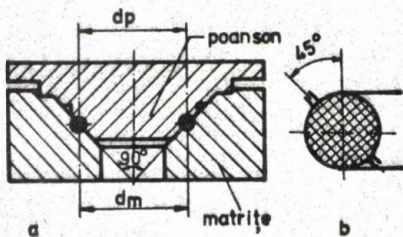


Fig. 3

Pentru realizarea inelelor cu bavură într-un plan la 45° trebuie rezolvate 2 probleme.

- realizarea matriței fără abateri de poziție și de formă la cele 2 semicanale; (evitînd defectul prezentat în fig. 1, b) obținînd valorile indicate în [2]
- debavurarea inelelor.

Prima problemă a creat pentru început cîteva dificultăți de ordin tehnologic și anume obținerea diametrelor funcționale de la matriță și poanson identice ($d_p = d_m$) cît și măsurarea lor cu precizie, aceasta datorită planului de înclinare al matrițelor, re

ale celor 2 diametre d_p și d_1 sînt:

$$d_p = d_i K_c \quad [\text{mm}], \quad (1)$$

$$d_1 = d_i' K_c \quad [\text{mm}]. \quad (1')$$

Pentru realizarea diametrului d_p este suficient ca strungarul să tangenteze cuțitul de formă ca în figură, deplasînd senia transversală în sensul săgeții cu cota tehnologică h_p . Această cotă se va calcula în funcție de d_p și d_1 reprezentînd cotele funcționale ale matriței.

Se consideră într-o primă ipoteză că d_p a fost stabilit cu relația 1 ce cuprinde contracția cauciucului după vulcanizare. Apelînd la triunghiurile dreptunghice care se formează se poate scrie:

$$h_p = \overline{AB} \sqrt{2} \quad [\text{mm}]; \quad (2)$$

$$\overline{AB} = \overline{AD} + \overline{DB} \quad [\text{mm}], \quad (3)$$

unde:

$$\overline{AD} = \frac{\sqrt{2}}{2} d_p \quad \text{și} \quad \overline{DB} = \frac{1}{2} d_1,$$

care introduse în relația 3 rezultă:

$$\overline{AB} = \frac{\sqrt{2}}{2} d_p + \frac{1}{2} d_1 = \frac{1}{2} (\sqrt{2} d_p + d_1) \quad [\text{mm}], \quad (4)$$

relație care introdusă în (2) va rezulta relația de calcul a cotei tehnologice în ipoteza propusă:

$$h_p = \frac{1}{2} (\sqrt{2} d_p + d_1) \sqrt{2},$$

care simplificată va duce la

$$h_p = d_p + 0,707 d_1 \quad [\text{mm}]. \quad (5)$$

Dacă se pleacă de la dimensiunile inelului ținînd cont de contracția cauciucului relația (5) va lua următoarea formă (se introduc relațiile (1) și (1') în relația (5)):

$$h_p = K_c (d_i + 0,707 d) \quad [\text{mm}]. \quad (6)$$

2.3. Calculul cotei tehnologice la matriță

Considerentele teoretice expuse la punctul 2.3 rămîn valabile și la calculul cotei tehnologice, pentru matriță, de asemeni re

lăţile 1 şi 1'.

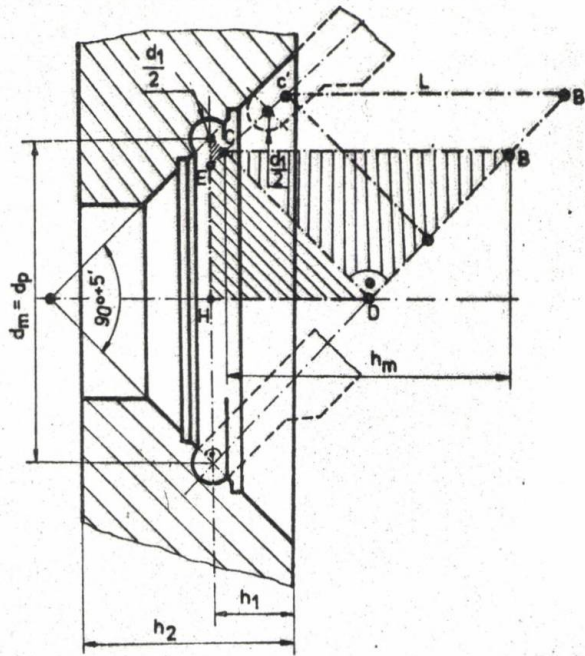


Fig.5. Schema de calcul al cotei tehnologice la matriţă.

Se va determina relaţia lui h_m în prima ipoteză că d_m a fost calculat cu relaţia (1) ce cuprinde şi contracţia cauciucului după vulcanizare.

Apelînd la triunghiurile dreptunghice ce se formează se poate scrie:

$$h_m = \overline{DC} \sqrt{2} \quad [\text{mm}]; \quad (7)$$

$$\overline{DC} = \overline{AD} - \overline{AC}, \quad (8)$$

unde:

$$\overline{AD} = \frac{\sqrt{2}}{2} d_m \quad \text{şi} \quad \overline{AC} = \frac{1}{2} d_1,$$

care introduse în (8) şi făcînd ordonările necesare rezultă:

$$\overline{DC} = \frac{1}{2}(\sqrt{2} d_m - d_1) \quad [\text{mm}], \quad (9)$$

relație care introdusă în (7) va rezulta relația de calcul a cotei tehnologice în ipoteza propusă:

$$h_m = \frac{1}{2} (\sqrt{2} d_m - d_1) \sqrt{2} \quad [\text{mm}],$$

care simplificată va duce la:

$$h_m = d_m - 0,707 d_1 \quad [\text{mm}]. \quad (10)$$

Dacă se pleacă de la dimensiunile inelului de cauciuc unde trebuie ținut cont și de contracția cauciucului relația (10) devine (se introduc relațiile 1 și 1' în relația 10):

$$h_m = K_c (d_i - 0,707 d) \quad [\text{mm}], \quad (11)$$

unde termenii din relație sînt cei prezentați la calculul cotei tehnologice pentru poanson.

Controlul cotelor funcționale se realizează cu metodele cunoscute întrucît abaterile de poziție ale celor două semi-profile sînt eliminate de cotele tehnologice prin metoda propusă.

Debavurarea garniturii realizate în aceste condiții nu ridică probleme deosebite datorită bavurii rezultate la 45° poziție care nu mai influențează în mod negativ condiția de etansare în cele două plane, în planul axial și radial.

După metoda expusă au fost realizate mai multe matrițe la întreprinderea I.C.A. Brașov unde a fost introdusă aceasta datorită importanței deosebite pe care o prezentau garniturile. Pentru realizarea unor garnituri perfecte s-au creat următoarele condiții:

- La proiectarea matriței s-a avut în vedere ca punția bavurii să fie cît mai mică posibil pentru a rezulta o muchie tăietoare.

- Dată fiind seria destul de mică a fost posibil ca pe masa preseii de vulcanizat să se așeze un număr redus de matrițe simultan, cu scopul de a crea o presiune specifică mare. în timpul vulcanizării. Această condiție poate fi obținută în întreprinderile specializate prin alegerea unor prese cu forța de presare mai mare măsură introdusă deja în întreprinderile din străinătate.

În condițiile create a rezultat o bavură foarte mică ce a fost posibil de eliminat prin rupere, nemaiinecșitînd introduce-rea unei operații de ajustare pentru motivul amintit.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Mazilu, D.s.a. Matrițe pentru cauciuc. București, Editura Tehnică, 1975.
- [2] Cristea, V. s.a. Etanșări. București, Editura tehnică, 1973, pag. 41 - 43.

BEJAN.V

PRIVIND O NOUA MODALITATE DE REALIZARE A INELELOR
DIN CAUCIUC DE TIP " O "

Rezumat

Lucrarea prezintă o nouă modalitate de obținere a inelelor de etangare din cauciuc de tip " O " având rezultată bavura la 45°. Se elimină astfel abaterile de formă în urma vulcanizării și debavurării în zona importantă etanșării.

BETREFFEND EINER NEUER HERSTELLUNGSMÖGLICHKEIT DER
O-RINGE AUS GUMMI

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine neue Möglichkeit der Herstellung von O-Ringdichtungen aus Gummi, bei welchen das Grat in einer bei 45° - Ebene resultiert, dargestellt. Auf dieser Weise werden die nach der Vulkanisierung und Entgratung in der Dichtungszone entstandene Formabweichungen, vermindert.

METODA DE MARCARE A ZONELOR CARACTERISTICE DE PE
SUPRAFAȚA PROBELOR METALOGRAFICE, CERCETATE LA
MICROSCOPUL ELECTRONIC

Dr.ing. L.Scrobețiu, șef de lucrări la Universitatea
din Brașov.

Studierea microstructurii metalografice la mărimi tot mai mari, implică limitarea corespondenței a câmpului de observație.

Sînt situații în care este necesară observarea unor anumite zone aflate pe suprafața probei metalografice la mărimi progresive. Dacă la microscopele metalografice clasice, acest lucru se realizează relativ simplu prin înlocuirea corespunzătoare a sistemelor de lentile, nu același lucru se poate afirma atunci cînd este necesară luarea unor replici a zonelor studiate, avînd localizarea exactă, necesare examinării la microscopul electronic.

În continuare este prezentată o metodă accesibilă de marcarea a zonelor caracteristice de pe suprafața probelor metalografice, după care se obțin replicile necesare studierii la microscopul electronic [1].

Marcarea se efectuează prin limitarea zonei dorite cu ajutorul vârfului de diamant al microdurimetrului P.M.T-3 [2].

Pentru aceasta, proba montată prin presare în plastelină de pe placa ajutoare a aparatului, se așează pe masa microdurimetrului, la fel ca și în cazul efectuării încercărilor de microduritate.

Operația de centrare a aparatului se efectuează prin aplicarea unor amprente, imprimate în zone ale suprafeței probei care nu prezintă interes.

Prima amprentă se efectuează cu sarcina maximă a aparatului (500 g), pentru ca dimensiunile ei să fie cît mai mari, respectiv vizibilitatea ei să fie maximă.

După centrarea brută a microdurimetrului cu ajutorul acestei amprente, se efectuează o nouă amprentă cu o sarcină redusă (100 g) pe baza căreia se realizează centrarea fină a aparatului.

După centrarea fină a microdurimetrului, se aduce în axul

optic zona, sau constituentul, care prezintă interes și se notează coordonatele indicate pe dispozitivele micrometrice de manevrare ale mesei. Prin aceasta, deplasarea relativă a mesei microdurimetrului, respectiv a probei, față de vârful de diamant, poate fi controlată.

Spre exemplu dacă este necesară trasarea unui careu de formă pătrată având latura „a”, în interiorul căruia să se găsească o carbură aflată pe suprafața probei metalografice, se procedează astfel (fig.1).

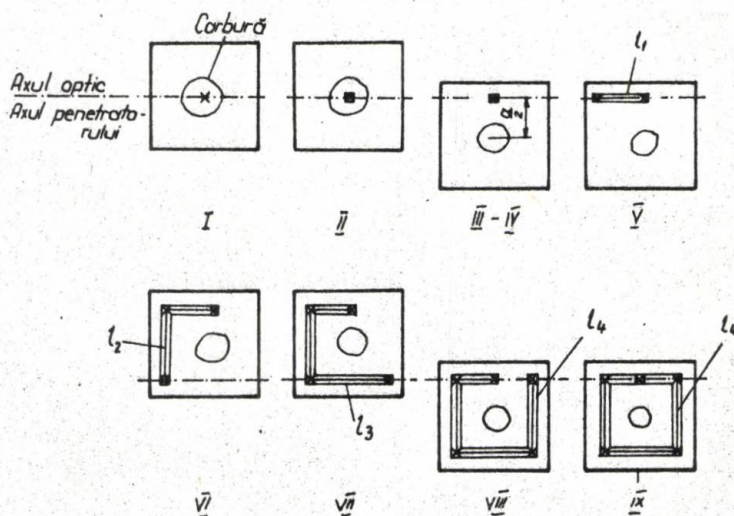


Fig.1

- I. Se centrează microdurimetrul (reticolul 0) în carbură.
- II. Se rabate masa microdurimetrului astfel încât vârful penetratorului să ajungă deasupra punctului vizat .
- III. Se deplasează transversal masa aparatului cu mărimea $\frac{a}{2}$.
- IV. Se aplică sarcina asupra penetratorului (50-500 g). Cu cât materialul este mai dur, sau cu cât este necesară o urmă mai vizibilă, sarcina aplicată penetratorului trebuie să fie mai mare.
- V. Se deplasează longitudinal spre dreapta masa aparatului cu mărimea $\frac{a}{2}$. Penetratorul fiind apăsător pe piesă, trasează o urmă l_1 vizibilă atât la microscop cât și cu ochiul liber.

VI. Se deplasează transversal înainte masa aparatului cu mărimea „a” și se obține latura l_2 a careului de marcare.

VII. Se deplasează longitudinal spre stînga masa aparatului cu mărimea „a” și se obține latura l_3 a careului de marcare.

VIII. Ultima latură l_4 a careului, se obține prin deplasarea transversală înapoi a mesei aparatului, cu mărimea „a”.

IX. Inchiderea careului se observă că se poate efectua prin același mod de manevrare și atunci masa aparatului se deplasează longitudinal spre dreapta cu mărimea $\frac{a}{2}$.

Prin această metodă se pot trasa careuri avînd latura cuprinsă între 0,05 mm și cîțiva milimetri.

Cu cît careul trasat are latura mai mică, cu atît sarcina de apăsare a penetratorului trebuie să fie mai mică.

În cazul în care careul cu latura minimă are o vizibilitate redusă, acesta se poate încadra în patrate cu latura mai mare trasate mai vizibil cu sarcini mai mari după cum este indicat în fig.2. Prin această localizare, este posibilă luarea replicilor pentru microscopul electronic exact din zona dorită, fără a fi necesară altă aparatură specializată în acest scop.

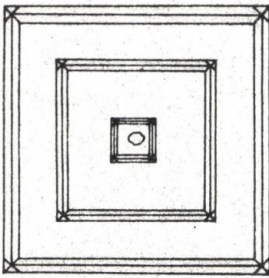


Fig. 2

Urmele trasate cu vârful de diamant al microdurimetrului avînd lăţimea variabilă în funcţie de încărcare, prezintă posibilităţi de

aplicare a metodei la probe metalografice cu durităţi diferite, la care urmele sînt vizibile cu ochiul liber.

Bibliografie

- [1] L.SCOROBETIU - Teză de doctorat, Institutul politehnic Timisoara, 1975.
- [2] GOST 7865-56 - Microtvedomer PMT - 3. Notiţă tehnică.

SCOROBETIU, L.

METODA DE MARCARE A ZONELOR CARACTERISTICE DE PE SUPRAFATA
PROBELOR METALOGRAFICE CERCETATE LA MICROSCOPUL
ELECTRONIC

Rezumat

Lucrarea prezintă o metodă originală pentru delimitarea unor zone de pe suprafața probelor metalografice, în vederea luării replicilor pentru microscopul electronic.

Această delimitare se face prin zgîriere cu ajutorul vârfului de diamant al microdurimetrului PMT - 3 .

METHODE A DELIMITER LES ZONES CARACTERISTIQUES DE LA SURFACE
DES ECHANTILLONS METALLOGRAPHIQUES. ANALYSES AU MICROSCOPE

ELECTRONIQUE

Résumé

L'auteur y expose une méthode originale, apte à délimiter des zones à la surface des échantillons métallographiques, en vue d'en prélever les répliques pour le microscope électronique.

La délimitation s'effectue par gravage, au moyen de la pointe de diamant du microduromètre P.M.T-3.

FACTORII DETERMINANȚI AI FUNCȚIONĂRII REGENERATORULUI
PNEUMATIC

Dr.ing. E.Jakab, șef de lucrări la Universitatea
din Brașov.

În industria constructoare de mașini piesele turnate au o pondere foarte importantă (30...85%) și dacă se ține cont de creșterea în ritm susținut a acestei ramuri industriale, ca de altfel al întregii economii naționale, rezolvarea unor probleme legate de realizarea pieselor turnate, devin și mai evidente.

În procesul complex de obținere a pieselor turnate, volumul cel mai mare de muncă, peste 50%, este consumat în procesul de execuție a formelor și miezurilor. Cu toate că în domeniul procedeelor de turnare metodele moderne de turnare în forme permanente au cunoscut o dezvoltare importantă în ultimele decenii, totuși marea majoritate a pieselor turnate cca 90...95% se obțin cu ajutorul formelor și miezurilor temporare.

Formele și miezurile temporare sînt executate din amestecuri pe bază de nisip de cuarț 86...98% și lianți minerali sau organici în proporții de 2...14% care umede fiind, reproduc fidel configurația modelului sau cutiei de miez.

Prin urmare materialul de bază în procesul de execuție a formelor și miezurilor și în consecință pentru fabricarea pieselor turnate, este nisipul cuarțos, față de care tehnica modernă a turnării pieselor, impune caracteristici fizice și chimice deosebit de riguroase.

Nisipurile naturale folosite în turnătorie nu se încadrează decît în foarte rare cazuri în limitele riguroase impuse nisipurilor de turnătorie, din care cauză înainte de folosire, ele trebuie supuse unor operații de prelucrare cum ar fi: spălarea, clasarea, îndepărtarea părților străine, etc. Prin aceste operații de prelucrare o parte din factorii care influențează în mod direct proprietățile nisipurilor brute pot fi modificați. De exemplu prin

operații de spălare-sortare a nisipurilor se poate reduce conținutul în părți levigabile și în particule mai fine de 0,06 mm (praf) și se poate îmbunătăți considerabil gradul său de uniformitate. Operații de prelucrare mai complexe aplicate nisipurilor brute pot modifica chiar compoziția chimică a nisipului sau gradul său de alcalinitate. Dar, după toate aceste prelucrări, mărimea și forma granulelor de nisip (în general starea mineralogică a nisipului) rămân neinfluențate, din cauză că tehnica actuală de prelucrare a nisipurilor nu dispune încă de metode adecvate.

Atita vreme cît starea mineralogică a nisipurilor brute nu se poate modifica prin metode simple și economice, asigurarea necesarului de nisip de turnătorie este posibilă prin descoperirea și exploatarea unor zăcăminte noi de nisipuri brute adecvate pentru turnătorie.

Ținînd cont de consumul mare de nisip proaspăt în turnătoriile cu formare și turnare clasică, adică 30...60 tone/100 tone piese turnate sau de consumul și mai mare de nisip proaspăt în turnătoriile moderne, care utilizează amestecuri de formare cu rășini sintetice, 100...300 tone/100 tone piese turnate, satisfacerea nevoilor de nisip proaspăt devine o problemă din ce în ce mai dificilă.

Consumul mare de nisip proaspăt crează dificultăți legate de aprovizionarea turnătoriilor cu nisip nou, transportul acestui nisip, depozitarea și crearea unor rezerve pentru lunile de iarnă, dar și o serie de dificultăți și cheltuieli legate de evacuarea amestecurilor de turnătorie. Totuși, cele mai mari dificultăți sînt legate de rezervele de nisip adecvate pentru turnătorie, care pentru multe țări, printre care și țara noastră [1], sînt limitate și impun reducerea consumului de nisip pe tone de piese turnate.

Primele rezultate în acest sens au fost obținute prin reutilizarea amestecului de formare de un număr de ori înaintea evacuării lui la halde, ceea ce și explică consumurile mai reduse de nisip în turnătoriile cu amestecurile de formare clasice decît în turnătoriile cu amestecuri de formare cu rășini sintetice. Reducerea și mai importantă a consumului de nisip nou pe tona de piese turnate (25...30 tone/100 tone piese turnate) se poate realiza, dacă amestecul utilizat destinat evacuării la halde este supus unor operații de prelucrare complexe, prin care componentul principal, nisipul, din amestecul uzat își recapătă proprietățile inițiale, adică este regenerat.

La această concluzie au ajuns și participanții la Consfătuirea pe țară organizată de M.I.C.M. și I.C.P.T.S.C. în domeniul nisipurilor de turnătorie din septembrie 1975.

Pe baza unui studiu comparativ asupra metodelor și procedee-
lor existente în diferite țări din lume [2], se poate afirma că
singura metodă de regenerare aplicabilă în țara noastră în condi-
ții economice avantajoasă este regenerarea pneumatică.

Principiul de funcționare al regeneratorului pneumatic, se
bazează pe folosirea curentului de aer cu viteză ridicată, pentru
desprinderea prin lovire și frecare a peliculelor de liant uzat de
pe suprafața granulelor de cuarț și a curentului de aer cu viteză
scăzută pentru îndepărtarea acestor pelicule și a altor substanțe
cu granulație foarte fină din nisipul re-
generat.

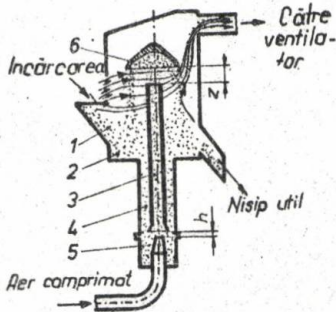


Fig. 1. Schema de principiu a
regeneratorului pneumatic

In acest scop amestecul uzat, care
urmează a fi supus regenerării pneu-
matice este pregătit în mod corespunzător
(concasat, trecut peste separator magne-
tic, cernut) și apoi trimis în mod conti-
nuu în gura de alimentare 1 a regenerato-
rului, figura 1. Din gura de alimentare
amestecul ajunge în camera de curățare 2
a regeneratorului, de unde sub acțiunea
forței de gravitație coboară în spațiul
inelar situat între tubul vertical 3 și
cămașa lui 4 spațiu denumit instalație
de încărcare. De aici amestecul ajunge în fanta „h” dintre capă-
tul tubului 3 și ajutorul 5 pe care vine aerul comprimat de la
ventilatorul de refulare. Grăunții individuali de amestec precum
și aglomerările de gărunți cu dimensiuni până la 2...3 mm pătrund
în tubul vertical 3 numit și dispozitiv de accelerare, ajung în
curentul de aer și de la viteza zero cu care ajung în tub se acce-
lerează și ajung la viteza curentului aer-nisip la capătul supe-
rior al tubului 3.

La ieșirea din tubul 3, șuvoiul de aer-nisip întâlnește scu-
tul 6 de lovire-frecare, spală suprafața interioară semisferică a
scutului și se revărsă sub formă de perdea cilindrică. Aerul cu
viteză considerabil micșorată trece prin perdeaua de nisip în că-
dere, ducând cu el praful format din fostul înveliș de liant și
particulele de cuarț rezultate din rotunjirea granulelor.

Indepărtarea prafului și a părților fine este favorizată de asemenea de existența curentului de aer cu viteză mică și presiune redusă, creat de ventilatorul de absorbție în camera de curățire 2 care transportă amestecul de aer-praf în colectoare speciale de praf.

După stabilirea vitezei optime de ieșire din tubul de accelerare a amestecului aer-nisip, pentru o curățire eficientă, pentru rotunjirea granulelor în timpul curățirii, dar pentru a evita în același timp spargerea granulelor prin depășirea vitezei critice a granulelor, este necesar determinarea distanței „h” dintre capătul ajutorului 5 și capătul inferior al tubului de accelerare 3. Această distanță influențează direct funcționarea instalației de regenerare atât din punct de vedere a productivității, cât și din punct de vedere a calității curățirii.

Cu cât această distanță este mai mare cu atât crește cantitatea nisipului antrenat din aerul ieșit din ajutor, cu atât este mai mare concentrația amestecului aer-nisip și cu atât este mai mare productivitatea generatorului. Dar pe măsura creșterii concentrației amestecului se reduce viteza curentului de amestec (aer-nisip), deci și forța vie a granulelor de nisip care părăsesc tubul de accelerare. Cu alte cuvinte presiunea nisipului pe stratul abraziv al scutului de lovire-frecare se micșorează și regenerarea nu mai asigură efectul dorit.

Dacă însă această distanță va fi prea mică, curentul de aer va antrena o cantitate redusă de nisip, care în schimb se va mișca cu viteză mult prea mare, iar ca rezultat final apare o uzură rapidă a tubului de accelerare și sfărâmarea granulelor de nisip.

Determinarea distanței „h” nefiind posibilă prin calcule, s-a determinat experimental, prevăzând instalația experimentală cu posibilitatea de a regla distanța „h” între limitele 0...250 mm.

Primele încercări s-au făcut pentru determinarea distanței h, care să asigure productivitatea impusă generatorului (4 t/h), iar rezultatele se văd în figura 2. După stabilirea distanței minime care asigură productivitatea generatorului, s-a trecut la cercetări privind calitatea curățirii în funcție de distanța „h”.

Rezultatele obținute în acest sens sînt redată în figura 3, cu mențiunea că la fiecare serie de încercări s-a folosit același amestec inițial și același număr de cicluri de curățire.

Alt factor influent asupra funcționării generatorului pneumatic este distanța z (vezi fig.1) între capătul superior al tu-

bului de accelerare și scutul de lovire-frecare.

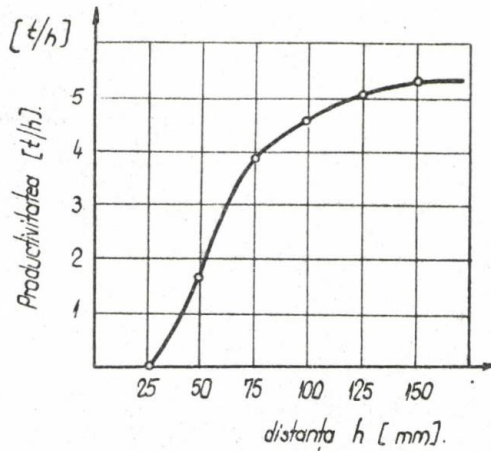


Fig. 2. Dependența productivității de distanța h.

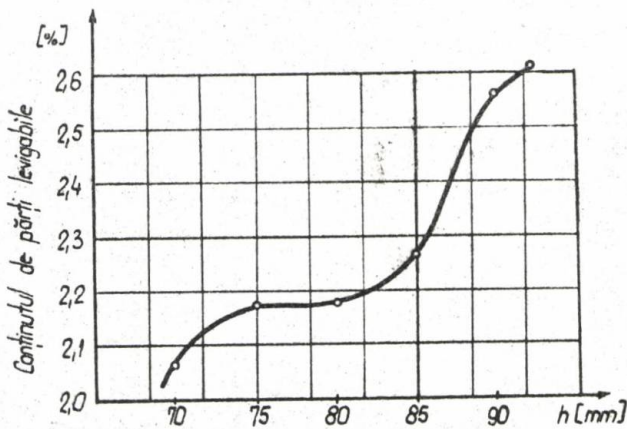


Fig. 3. Dependența conținutului în părți levigabile de distanța h.

Conform principiilor cunoscute la mișcarea jeturilor de fluide libere, turbulente, această distanță Z asigură folosirea energiei cinetice a jetului aer-nisip cu atât mai bine, cu cât are valoare mai mică. Din acest punct de vedere există tendința de reducere accentuată a distanței Z, dar experiențele practice au dovedit că acest lucru nu este recomandabil întrucât duce la creșterea

rezistenței instalației, manifestată prin absorbția energiei cinetice a jetului. Este deci necesară și în acest caz determinarea experimentală a valorii optime a distanței Z , pentru care instalația experimentală a fost prevăzută cu posibilități de reglaj între $Z = 10...250$ mm.

Stabilirea valorii optime a acestei distanțe s-a făcut pentru productivitatea impusă instalației, (distanța „h” constantă) folosind același amestec inițial și număr egal de cicluri de curățire, rezultatele fiind redată în fig.4.

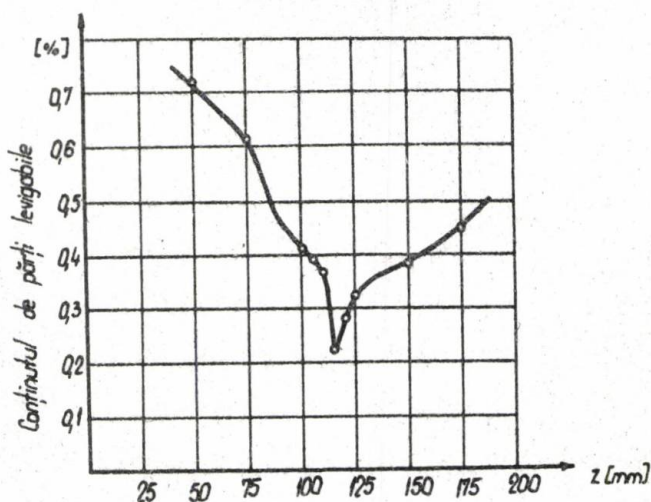


Fig. 4. Dependența continentului în părți levigabile de distanța Z .

După stabilirea condițiilor optime de funcționare a regeneratoarelor s-a putut determina experimental numărul necesar de cicluri de curățire pentru o curățire de calitate.

Rezultatele acestor încercări sînt redată în figura 5, de unde rezultă foarte clar că primele cicluri de curățire au efectul cel mai pronunțat asupra curățirii, mărirea numărului ciclurilor de curățire peste 3...5 cicluri are efect neglijabil asupra calității

curățirii și nu face altceva decât să reducă productivitatea instala-

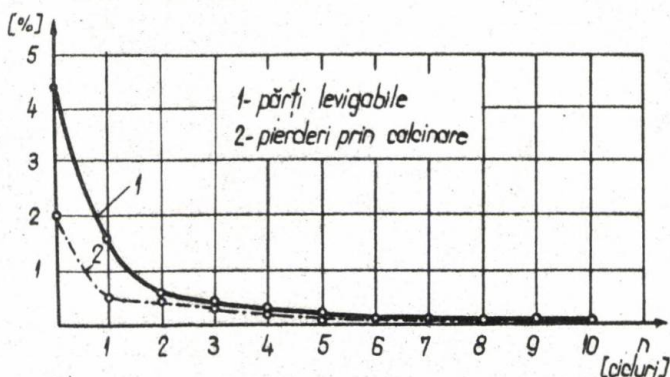


Fig. 5. Dependența lui P.L. și P.C. de numărul ciclurilor de curățire.

lației de regenerare și deci creșterea prețului de cost a nisipului regenerat.

Bibliografie

- [1] JAKAB, E. Proveniența nisipurilor brute de turnătorie: proprietăți mineralogice și tehnologice, Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. XIII, 1971, Seria A-Mecanică, pag. 307-314.
- [2] JAKAB, E. Studiu critic asupra metodelor de regenerare a nisipurilor de turnătorie. Buletinul tehnico-stiințific, TOM I, vol. 1, Construcții de mașini și tehnologii moderne. Ed. tehnică, București, 1973, pag. 93-106.
- [3] JAKAB, E. Studii privind posibilitățile de regenerare a nisipurilor de turnătorie. Teză de doctorat. Institutul politehnic Iași, 1974.

JAKAB, E.

FACTORII DETERMINANTI AI FUNCTIONARII REGENERATORULUI
PNEUMATIC

Rezumat

După o scurtă introducere, referitoare la importanța regenerării nisipurilor de turnătorie din amestecurile de formare uzate, destinate evacuării la halde, ca singura posibilitate de satisfacere cu nisip a nevoilor mereu crescînde din turnătorii, se prezintă principiul funcționării regeneratorului pneumatic și factorii care influențează productivitatea și calitatea nisipului regenerat, precum și rezultatele obținute la o instalație experimentală.

DIE BESTIMMUNGSFAKTOREN DER FUNKTIONSWEISE VON PNEUMATISCHEN
REGENERATOREN

Zusammenfassung

Eine kurze Einleitung weist auf die Wichtigkeit der Regenerierung von, für die Halde bestimmten, gebrauchten Giessereisanden hin, die einzige Möglichkeit, die ständig wachsenden Forderungen nach Sand der Giessereien zu decken. Danach werden die Funktionsweise des pneumatischen Regenerators erörtert und die Faktoren, welche Produktivität und Qualität des regenerierten Sandes beeinflussen, dargestellt. Ergebnisse von einer Versuchsanstallation werden angegeben.

CERCETARI PRIVIND INCERCAREA DINAMICA PRIN SOCURI A AMESTECU-
RILOR DE FORMARE

Ing. I.Ciobanu, șef de lucrări la Universitatea din Brașov;
Dr.ing. V.Vulcu, profesor la Universitatea din Brașov.

Răspîndirea pe scară tot mai largă a liniilor de formare automate ca urmare a performanțelor ridicate pe care acestea le realizează, a determinat apariția unor aspecte noi în privința solicitării formelor și a încercării amestecurilor de formare. Intre altele obiective, liniile automate de formare urmăresc reducerea în limite cît mai mici a timpului efectiv de executare a formelor, cît și a timpilor auxiliari din turnătorie. În acest scop operațiile de îndesare, demulare, transport, asamblare se execută cu rapiditate, chiar dacă ramele au dimensiuni mari. În timpul acestor operații formele sînt supuse unor schimbări de direcție rapide în diverse sensuri de mișcare, ceea ce determină apariția unor șocuri dinamice și deci a unor forțe de inerție apreciabile. Aceste forțe solicită suplimentar formele și în special părțile proeminente ale acestora, apărînd astfel pericolul fisurării sau ruperii acelor proeminențe. A apărut astfel necesitatea de a cerceta și urmări în cadrul procesului de producție, comportarea amestecurilor la astfel de solicitări dinamice. În acest sens în literatură se cunosc mai multe metode de încercare. Dintre acestea metodele care reușesc să caracterizeze cel mai fidel comportarea amestecurilor de formare la astfel de solicitări dinamice pe linii de formare automate, sînt încercarea de rezistență la demulare, și încercarea de rezistență dinamică la șocuri prin scuturare.

Încercarea de rezistență la demulare constă în principiu în îndesarea amestecului într-o serie de cavități tronconice de înălțime variabilă, aprecierea comportării și a calității amestecului făcîndu-se în funcție de înălțimea maximă a proeminențelor care nu se rup la demulare. Această metodă deși reproduce foarte bine condițiile de solicitare a amestecului la demulare, este mai puțin accesibilă, deoarece necesită un utilaj tehnologic mai complicat mai

puțin accesibil laboratoarelor și un număr mai mare de încercări.

Încercarea de rezistență dinamică la șocuri reproduce su suficientă fidelitate modul de solicitare a formelor datorită forțelor de inerție. În acest scop se utilizează o epruvetă de amestec avînd o configurație specială, conform figurii 1. Epruveta are o formă cilindrică cu $\varnothing 50$ și o proeminență de $\varnothing 25$ mm și conicitate de 3° . Această epruvetă se poate executa pe soneta clasică de laborator, într-un cartuș demontabil corespunzător. Lungimea epruvetei nu se indică în desen, deoarece ea poate fi variabilă în func-

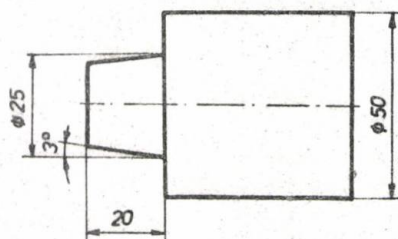


Fig. 1

ție de compresibilitatea amestecului, întrucît doza-rea amestecului pentru epruvetă se face gravimetric. Epruveta se execută prin introducerea în cartuș a unei cantități de amestec echivalentă unei epruvete normale care se îndeasă cu 3 lovituri de sonetă.

Schița cartușului demontabil pentru executarea epru-

vetelor este reprezentată schematic în figura 2. Suprafața exterioară a cartușului în care se confecționează epruveta este patrată, pentru a permite așezarea epruvetei pe masa aparatului de încercare.

Aparatul de încercare constă în principiu într-o sonetă de laborator cu o masă ghidată, care este acționată prin intermediul unei came și care produce șocuri prin căderea liberă a mesei. Epruveta executată în cartușul arătat în fig. 2, se așează cu axa orizontală pe masa sonetei de încercare.

Calitatea amestecului se apreciază prin numărul de șocuri aplicat pînă la ruperea proeminenței epruvetei. Evident numărul de lovituri la care rezistă o epruvetă cu un anumit grad de îndeasare depinde și de înălțimea de cădere a mesei. Cu cît înălțimea este mai mică, încercarea este mai sensibilă, fiind capabilă să pună în evidență deosebirile între diverse amestecuri.

În cadrul acestei lucrări s-a proiectat și executat un aparat de tip sonetă, special pentru încercarea dinamică a amestecurilor de formare. Schema de principiu a acestui aparat pentru încercarea dinamică a amestecurilor de formare este prezentată în figura 3.

Aparatul este de concepție și construcție originală. Cartu-
gul cu epruveta se așează pe măsuta (2), care se poate deplasa pe
verticală, avînd un cilindru care realizează ghidarea în batiu
(1). Ridicarea măsutei se realizează cu cama (3), care acționează
asupra rolei (4), fixată pe masă. Cartușul (8) cu epruveta (10)
se așează pe masa mobilă (2) și se fixează între două ghidaje (5)
cu ajutorul unui șurub (7) care este montat pe o traversă (6).

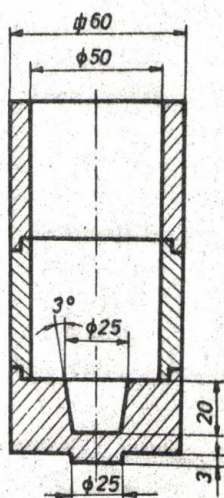


Fig 2

Înălțimea de cădere liberă a
măsutei se poate regla în limita
de pînă la 30 mm. Reglarea înălți-
mii de cădere se poate realiza
prin intermediul unor flange (9)
care se fixează pe batiul sonetei,
sub masa mobilă, pe suprafața de
lovire.

Utilizîndu-se acest aparat
s-au efectuat o serie de încercări
pentru a stabili condițiile optime
de efectuare a încercării și de a-
semenea de a studia influența gra-
dului de îndesare asupra comportă-
rii amestecurilor la solicitări
dinamice prin șoc. Astfel referi-
tor la înălțimea optimă de cădere
a mesei cu epruveta s-a stabilit
că la înălțimi de cădere mari de
10 și 5 mm, epruveta se rupe la
un număr mic de lovituri, de cele
mai multe ori la primul șoc, ast-

fel încît este greu de sesizat diferențele calitative dintre diver-
se amestecuri. Înălțimea de cădere optimă este cuprinsă între 1-3
mm, și chiar mai mică pînă la 0,5 mm.

În cadrul laboratorului s-au efectuat mai multe încercări,
utilizîndu-se înălțimea de cădere $h = 2,5$ mm. S-a căutat să se
urmărească influența gradului de îndesare asupra rezistenței la
gocuri, și de asemenea s-a analizat comparativ influența gradului
de îndesare asupra acestei proprietăți și asupra rezistenței la
compresiune.

Rezultatele experimentale sînt indicate în tabelul 1 și în figura 4.

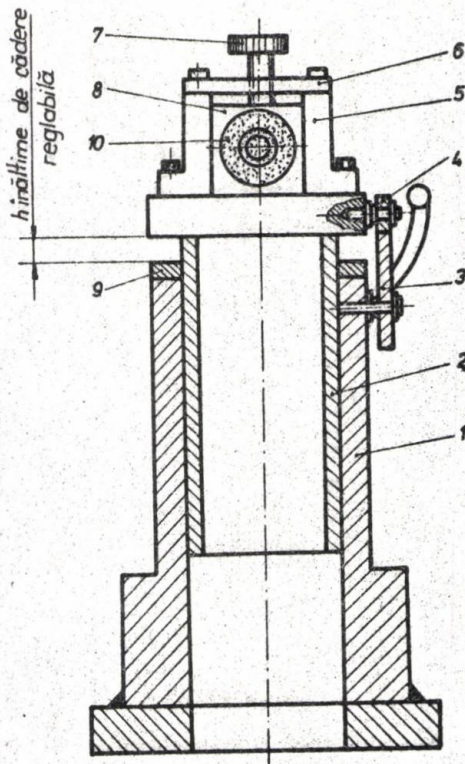


Fig. 3

compresiune a crescut de la $0,7 \text{ daNmm}^2$ la $0,82 \text{ daN/cm}^2$, adică cu

Analizînd rezultatele se constată că creșterea numărului de lovituri aplicat la îndesarea epruvetelor, respectiv creșterea gradului de îndesare determină o creștere relativă accentuată a rezistenței dinamice la șocuri a amestecurilor de formare, creșterea incomparabilă mai mare față de creșterea rezistenței la compresiune.

Astfel prin creșterea numărului de îndesare de la 3 la 9, numărul de șocuri suportate de epruvetă pînă la fisurarea a crescut de la 2 la 8, adică cu 300% în timp ce rezistența la

Tabelul 1

Nr. de lovituri de sonetă la îndesarea	Nr. de șocuri la încercarea dinamică		Rezistența la compresiune σ_c în daN/cm^2
	pînă la fisurare	pînă la rupere	
3	2	3	0,70
4	2	3	0,74
6	4	5	0,78
7	6	8	0,80
9	8	10	0,82

numai 17%. Această creștere mult mai accentuată a rezistenței la șocuri față de rezistența la compresiune este pusă în evidență și de panta curbelor trasate grafic, pe baza rezultatelor experimentale. Această variație scoate în evidență necesitatea utilizării

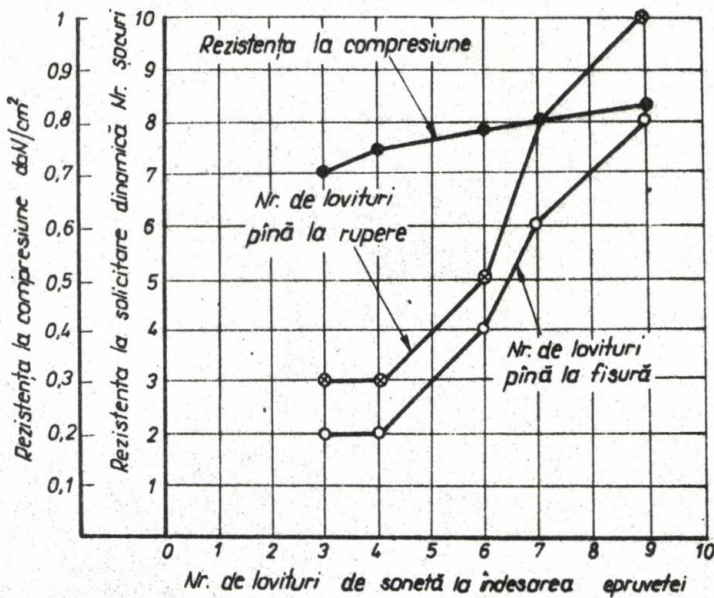


Fig. 4

în cazul liniilor automate a unor mașini de formare care să realizeze grade mari de îndesare, respectiv mașini de îndesare la presiuni medii și ridicate.

Bibliografie

- [1] VALISOVSKI, I.V., MEDVEDEV, Ia.I. Incercările tehnologice ale amestecurilor de formare, București, Editura Tehnică, 1964.
- [2] DIERT, H.W., BREVSTER, F.S. Sand Preparation for High Speed Molding, Modern Castings, nr.5, 1964, pag.238-250.

I.CIOBANU, V.VULCU.

CERCETARI PRIVIND INCERCAREA DINAMICA PRIN SOCURI A AMES-
TECURILOR DE FORMARE

Rezumat

În lucrare se arată necesitatea și importanța încercării dinamice prin șocuri a amestecurilor de formare. Se prezintă principiul încercării și aparatul construit de autori în vederea efectuării acestei încercări. De asemenea se prezintă câteva rezultate experimentale obținute de autori și se trag concluzii cu privire la importanța utilizării îndesării la presiuni ridicate a formelor în cadrul liniilor automate și mecanizate de formare.

RECHERCHES CONCERNANT L'ESSAI DYNAMIQUE PAR CHOCS DES
SABLES DE MOULAGE

Résumé

Dans l'ouvrage on présente la nécessité et l'importance de l'essai dynamique par chocs des sables de moulage. On présente les principes des essais et l'appareil construit par les auteurs pour ces essais. On présente aussi quelques résultats expérimentaux obtenus par les auteurs et on en tire des conclusions en ce qui concerne l'importance de l'utilisation du tassement des moules à des pressions élevées dans le cadre des lignes automatiques et mécanisées de formage.

ASPECTE DINAMICE SI TERMODINAMICE IN TEORIA SI PRACTICA PROCESELOR TERMOCHIMICE

Dr.ing. C.Wanyorek, profesor la Universitatea din Braşov.

Scopul tratamentelor (proceselor) termochimice este introducerea (sau extragerea) de atomi străini în (sau din) zona superficială a pieselor - în vederea modificării proprietăţilor de utilizare ale acestora (creşterea durităţii, a rezistenţelor la uzură, la coroziune, la oboseală, etc) - prin procese de schimb de substanţă cu mediul în care se realizează încălzirea pieselor, cuprinzând procese cu câştig de substanţă (carburarea, nitrurarea, etc), respectiv procese cu pierdere de substanţă (dezhidrogenarea, decarburarea, etc).

Mediul de încălzire (solid, lichid, de obicei gazos), care cedează sau primeşte atomii străini, sau mai bine şi mai general exprimat, atomii de transfer, formează împreună cu obiectul (solid) care primeşte sau cedează atomii de transfer, un sistem termodinamic unic, alcătuit din două faze, cea solidă - obiectul şi cea (de regulă) gazoasă, între care atomii activi se împart conform legii repartiţiei, astfel încît - în condiţii de echilibru termodinamic (care în mod obişnuit se realizează numai în zona superficială a piesei) - gradul de saturaţie, activitatea atomului respectiv, să aibă aceeaşi valoare în ambele medii. În caz de inegalitate - care este şi condiţia primordială a realizării procesului termochimic - atomii se vor pune în mişcare, într-un sens sau altul, avînd comportarea unor molecule de gaz, cu tendinţa de a umple complet întregul spaţiu, solid şi gazos, cuprins în sistem.

În faza solidă a sistemului, piesa, alcătuită dintr-un agregat cristalin, caracterizat prin mărimea cristalitelor, prin sistemul cristalografic şi mărimea parametrilor reticulari ai acestora, atomii străini, de transfer, se pot găsi fie sub formă de soluţie solidă interstiţială sau de soluţie solidă de substituţie, fie sub formă de compus definit, circulaţia atomilor străini prin corpul piesei făcîndu-se prin difuzie, de-a lungul zonelor de contact intergranular sau şi direct prin corpul cristalitelor constitutive. Difuzia „la suprafaţa” piesei 1 este, după părerea auto-

rului un nonsens, fenomenul respectiv neavînd nimic comun cu difuzia, fiind vorba, în acest caz, de un proces de umețare a suprafeței libere a piesei cu atomii străini (adsorbiți), reglat de raportul tensiunilor superficiale respective. Ca atare, procesul de adsorbție nu are pentru realizarea procesului termochimic decît o importanță relativă, pasivă.

Difuzia în mediul solid este rezultanta a două sisteme de mișcări: sistemul mișcărilor atomilor-ionilor străini (care au tendința de a umple tot spațiul disponibil - tendința contrară acțiunii gravitației, care ar impune sedimentarea în ordinea greutateilor specifice) și sistemul mișcărilor de agitație termică, de autodifuzie ale atomilor matricei, care „boxează” atomii activi de colo colo, profitînd și de existența defectelor de rețea, în special a vacanțelor - autodifuzia atomilor matricei avînd și rolul de a contribui la omogenizarea fizică, chimică și mecanică a matricei.

Formarea de compuși definiți între atomii de aport și atomii matricei (principali sau de aliere) conduce la apariția, în structură, de unități mari, care nu mai pot difuza spre interiorul piesei, ele formînd o zonă superficială subțire și relativ slab aderentă la matrice, pe care o izolează de restul sistemului, unica posibilitate de a se mișca spre interior a acestor unități mari fiind autodifuzia atomilor din matricea aliajului. În schimb formarea (ușoară) a soluțiilor solide interstițiale sau (ceva mai dificilă) a celor de substituție, conduce la obținerea unor straturi superficiale de influențare termochimică mai groase, cu concentrație variabilă, descrescătoare de la periferie către centrul piesei, bine aderente la substratul matriceal.

Difuzia atomilor străini (de transfer, indiferent de sensul în care se produce: dinăuntru în afara piesei sau invers) este stimulată de creșterea temperaturii procesului - atît direct, prin creșterea agitației termice a acestor atomi - cît și indirect, prin creșterea agitației termice (autodifuziei) atomilor matricei și prin creșterea numărului de defecte de rețea (vacanțe).

Starea atomilor de transfer trebuie să fie aceeași în ambele medii, solid și gazos și anume ea trebuie să fie starea activă monoatomică, ionizată, atît pentru a permite intrarea lor din mediu în porii superficiali din rețeaua matriceală a piesei, cît și pentru a putea realiza pătrunderea lor în, respectiv evacuarea lor din corpul piesei - prin difuzie. Realizarea acestei stări impune

scindarea moleculelor bi sau tri atomice de gaze simple, respectiv descompunerea substanțelor chimice din mediu, care conțin atomii străini - cu scopul de a se pune în libertate ioni monoatomici de substanță activă, ceea ce se realizează în toate cazurile prin disocierea termică.

Pe lângă temperatură, care este factorul tehnologic cel mai important, intensitatea procesului de influențare termochimică depinde atât de natura chimică și structura cristalină și metalografică a aliajului, cât și de natura și de gradul de concentrație în substanță activă (ioni monoatomici) a mediului.

De acești doi factori depinde principal posibilitatea sau imposibilitatea efectuării unor procese termochimice, cât și, în cazul pozitiv, natura previzibilă a stratului superficial: de difuzie (cu grosime mai mare și aderență mai bună) sau de compuși definiți (mai subțiri și mai slab aderenți). Factorul temperatură are atât funcții principale (prin formularea condiției de încălzire în domeniul de temperatură în care este posibilă formarea de soluție solidă (cu difuzie) respectiv de compuși definiți (fără difuzie), cât și funcția esențială de influențare a cineticii (vitezei) procesului și implicit a grosimii stratului influențat termochimic.

Influența cinetică a factorului temperatură este multilaterală și activă în ambele faze ale sistemului.

În fază gazoasă creșterea temperaturii mărește gradul de disociere a substanței active respectiv a gazelor poliatomice și prin aceasta concentrația de atomi activi oferiți, care având comportarea unor particule de gaz, vor avea o agitație termică, o viteză medie, cu atât mai mari cu cât temperatura este mai ridicată, ceea ce este în favoarea creșterii vitezei de impact cu care acești atomi sînt proiectați asupra suprafeței piesei, în care pătrund combinîndu-se sau dizolvîndu-se (difuzînd), într-o măsură aproximativ proporțională și cu această viteză (viteza de impact) factor de influență de prim ordin. În instalațiile cele mai moderne de tratament termochimic, viteza medie de impact poate să fie mărită pînă la valori sensibil superioare valorii medii corespunzătoare temperaturii uzuale reale a procesului, și anume fie prin ridicarea și mai accentuată a temperaturii tehnologice (de exemplu prin utilizarea încălzirii prin inducție), fie prin intercalarea sistemului în unul din cîmpurile de forță exterioare: mecanic (ultrasonor), magnetic sau electric, în mediu de plasmă și vid, cu efecte

de-a dreptul spectaculoase, care scot în evidență într-un mod palpabil influența foarte mare a vitezei de impact cu care atomii de aport sînt proiectați asupra pieselor.

Sporirea sensibilă a vitezei de impact explică și posibilitatea efectuării unor procese termochimice ca nitrurarea în mediu de plasmă și de vid și sub influența cîmpului electric accelerator (piesa catod, mediul anod) la temperaturi tehnologice deosebit de scăzute, de 400 și chiar de 350°C, ceea ce oferă avantajele unei durități superficiale la fel de ridicate ca în procedeul obișnuit, asociată însă - tocmai datorită acestei temperaturi de lucru joase - cu o rezistență a miezului sporită și o stabilitate dimensională a piesei mai ridicată 2 .

În faza solidă a sistemului, în matricea aliajului, creșterea temperaturii are de asemenea efecte cinetice hotărîtoare, prin dilatarea rețelei cristalografice, creșterea parametrilor reticulari, crearea de spații mai largi pentru pătrundere și difuzie. La ridicarea temperaturii, crește și amplitudinea asociațiilor termice ale atomilor rețelei matricei în jurul centrului de echilibru, ceea ce în cazul unor oscilații antagoniste a doi atomi vecini din rețea deschide și mai larg poarta pentru pătrunderea și difuzia atomilor de aport.

Dacă procesul termochimic se realizează în atmosferă controlată, se împiedică într-o mare măsură formarea - în decursul încălzirii pînă la temperatura tehnologică maximă - a unei pelicule, chiar subțiri, de oxizi, aderente la suprafața piesei. Această peliculă frînează procesul de pătrundere în rețeaua matricei aliajului a atomilor de aport-proiectile - și prin aceasta frînează însăși producerea efectului termochimic. Absența peliculei din contra îl stimulează.

Realizarea procesului termochimic (convențional) în vid (în spațiul de lucru se găsesc exclusiv substanțe active) favorizează producerea acestui efect într-o măsură și mai mare decît realizarea lui în atmosferă controlată, întrucît la încălzire în vid nu numai că se suprimă practic posibilitatea formării unei pelicule de oxizi frînătoare, dar se suprimă și prezența atmosferei neutre, de „gaz purtător”, care prin masa ei - importantă - frînează mișcările determinate de agitația termică a atomilor activi din mediu, micșorînd implicit și viteza de impact a acestora - ceea ce

contribuie la explicarea, prin contrast, a rezultatelor superioare obținute la efectuarea operațiilor termochimice în vid, unde o astfel de frinare nu se produce.

Bibliografie

- [1] MINKEVICI, A.N. Tratamentele termochimice ale metalelor și aliajelor, Ed. tehnică, 1968.
- [2] Edenhofer, B. Härtereitechnische Mitteilungen 30 (1975) nr.1, pag.21-25.
- [3] WANYOREK, C. Principiile și condițiile de aplicare ale teoriei modului de lucru științific, Construcția de mașini nr.12/1966 și 4/1967.
- [4] WANYOREK, C. Tratamente termice, Curs, Editura Universității din Brașov, 1973, pag.127.

WANYOREK, C.

DYNAMICAL AND THERMODYNAMICAL ASPECTS IN THEORY AND
PRACTICE OF THERMOCHEMICAL PROCESSES

Abstracts

In thermochemical processes the object represents the solid phase - the heating, active medium, regularly gaseous, the second phase of a single thermodynamical system. The active (transfer) atoms (ions) act like particles of a gas, tending to fill completely all the available space (solid plus gaseous) of the system, their distribution between the two phases following the law of repartition, with the trend to equilibrium, marked by the equality of the saturation rate, realised respectively by the active element in both phases.

From a dynamical viewpoint, the intensity of the thermochemical processes is largely determined by the temperature level. The raise of temperature stimulates: - the dilatation of the matrix net parameters, - the raise of the amplitude of the thermal oscillations of the matrix atoms (both assuring penetration spaces) - than the raise of the dissociation rate of the active medium (offer of active atoms), - and the raise of the medium linear velocity of the thermal agitation of gas (and, somewhat, liquid) particles, implicate the raise of the impact velocity, that is the velocity with which the active atoms are projected on the free surface (crystalline network) of the matrix, both, to generate (superficially) intermetallic compounds, or to dissolve within (penetrating deeper), by diffusion.

The impact velocity of active particles, seems to be an essential - active, dynamical - factor, with in the most modern thermochemical procedures may be largely increased, his value surpassing widely the medium range of thermal agitation corresponding to the real working temperature - this effect being realised by means of the superposition of external power-fields (as mechanical (ultrasonic), magnetical or electrical ones) over the basic thermochemical process, like in the case of "ionitriding" - where, additionally, there is no neutral "support" atmosphere, whose - important - mass reduces, brakes the impact velocity of the active atoms.

In exchange, the adsorption process seems not to have more than a secondary - passive, static-influence. The so-called "diffusion on the surface" is considered, by the author, as a non sens. Instead it is an unaction process of minor importance for diffusion.

INCERCARI PRIVIND STABILIREA TEHNOLOGIEI OPTIME DE TRATAMENT
TERMIC LA OTELURILE 18 MoCN 13 si 21 TMC 12 PE CUPTOARELE
TIP SUPER ALL-CASE

Ing. R. Dumitrescu, asistent la Universitatea din Braşov.

În întreprinderea Tractorul, posibilităţile de tratament termic au crescut paralel cu dezvoltarea celorlalte secţii ale uzinei. La ora actuală, secţia Tratamente termice secundare poate fi considerată printre cele mai moderne secţii din ţară, care corespunde din toate punctele de vedere cerinţelor actuale pe plan mondial.

Pentru carburarea pieselor din programul de fabricaţie curent (furci pentru schimbătorul de viteză, pinioane, roţi dinţate, axe, etc) secţia este dotată cu linii continue de cementare (cu posibilităţi de călire directă, călire pe prese, călire pe dorn), cuptoare Super All-Case pentru cementare şi călire sau cementare, recocere şi călire, cuptoare verticale. Toate aceste utilaje sînt cu atmosferă controlată şi complet automatizate, cu posibilităţi multiple de reglare a tuturor parametrilor dintr-o staţie de comandă centrală. În secţie există un laborator metalografic modern pentru determinări rapide de macro şi microstructuri, a duriţii pieselor în stratul cementat şi procentului de carbon în strat.

Prezenta lucrare îşi propune studierea comportării oţelurilor 18 MoCN 13 şi 21 TMC 12 STAS 791-66 (oţeluri cu pondere mare în fabricaţia pinioanelor roţilor dinţate şi axelor) în funcţie de variaţia diferiţilor parametri de tratament termic după carburare, pe cuptoarele Super All-Case.

Materialul şi metoda de cercetare

Cercetările s-au efectuat pe probe provenite din aceeaşi bară pentru oţelurile 18 MoCN 13 şi 21 TMC 12 avînd compoziţiile chimice din tabelul 1.

Înainte de carburare barele au fost supuse unui tratament de recocere izotermă în vederea uniformizării structurii. Din barele astfel tratate s-au confecţionat epruvete strunjite şi rectificate cu dimensiunea $\varnothing 20 \times 80$ mm.

Carburarea s-a făcut în atmosferă controlată odată cu loturile de piese din producţia curentă. Atmosfera de protecţie este produsă

de un generator de tip Endo. Gazul Rx este obținut prin trecerea unui amestec de CH_4 și aer printr-o retortă de oțel refractar prevăzută cu un catalizator potrivit (NiO) și încălzită în exterior.

Tabelul 1

Nr. crt.	Calitatea oțelului	Compoziția						
		C	Mn	Si	P	Cr	Mo	Mi
1.	21 IMC 12	0,22	0,92	0,29	-	1,19	-	-
2.	18 MoCN 13	0,19	0,72	0,25	-	0,97	0,19	1,32

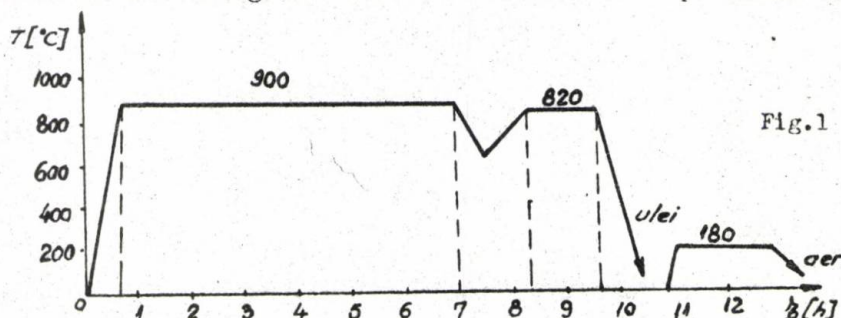
Compoziția gazului Rx în procente este dată în tabelul 2.

Tabelul 2

Conținut în	CO_2	CO	H_2	CH_4	M_2	H_2O
Max. %	0,2	20,0	38,5	0,4	40,4	0,5

Generatorul este reglat automat prin intermediul unui regulator pe principiul punctului de rouă cu celulă de ClLi .

Carburarea s-a efectuat în cuptor cameră tip Super All-Case care cuprinde o cameră propriu-zisă de carburare și o antecameră cu bazin de ulei integrat. Ciclul de tratament este prezentat în fig.1.



În urma încercărilor experimentale și a rezultatelor obținute la I.T.Bv, s-a stabilit ca după carburare să aibă loc o subrăcire la 600-700°C. Această subrăcire urmărește producerea unei recristalizări fazice, favorizând separarea cementitei secundare sub formă globulară, precum și corectarea grăuntelui grosolan de la temperatura de carburare. După această subrăcire are loc reîncălzirea la 820-840°C cu o menținere de o oră, după care urmează răcirea în ulei. În funcție de complexitatea piesei, răcirea are loc în ulei cald la 170°C cu o menținere de 10 minute, sau ulei rece la 70°C de asemenea cu o menținere de 10 minute.

Verificarea rezultatelor s-a făcut prin urmărirea compoziției

chimice a stratului, prin determinarea durităților și prin analiză metalografică.

Încercări experimentale

Încercările întreprinse sînt ilustrate global în tabelul 3

Tabelul 3

Nr. crt.	Durata carburării (h)	Debit CH_4 (m^3/h)	Temp.de subrăcire ($^{\circ}\text{C}$)	Temp.de călire ($^{\circ}\text{C}$)	Temp. uleiului ($^{\circ}\text{C}$)
1.	5	0,6	600	820	70
2.	5	0,6	600	820	170
3.	5	0,6	700	820	170
4.	5	0,7	600	800	170
5.	5	0,7	600	820	70
6.	5,5	0,6	600	820	170
7.	5,5	0,6	700	820	170
8.	5,5	0,6	700	840	70
9.	5,5	0,7	700	820	170
10.	5,5	0,8	700	820	170
11.	6	0,5	600	820	170
12.	6	0,5	600	820	170
13.	6	0,7	600	820	70
14.	7	0,5	recoacere	-	-

Deși prin încercările efectuate s-a putut studia influența parametrilor care intervin în procesul de carburare (debitul de gaz metan, durata carburării) asupra conținutului de carbon și adîncimii stratului carburat, obiectul acestei lucrări îl constituie stabilirea tratamentului optim după carburare.

Calitatea structurii este influențată nu numai de repartiția carbonului difuzat ci și de tratamentul termic aplicat după operația de carburare. Acesta trebuie să realizeze o rezistență maximă la uzură în strat și o rezistență mare la oboseală și la șoc pentru miez.

Pentru otelul 18 MoCN 13 punctele critice de transformare sînt:

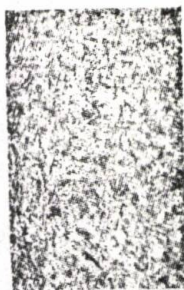
Ac_3	Ar_3	Ac_1	Ar_1
800	715	720	625

Subrăcirea la temperatura de 600°C (Ar_1 pentru miez) realizează p recristalizare completă a grăunțului, structura din miez după călire arătînd o granulație mică și uniformă, fig.4. La 700°C subrăcire, această recristalizare nu se realizează complet în structura după călire rezultînd o granulație neuniformă (grăunți foarte mari alături de grăunți mici), fig.5.

Temperatura de 800°C este corectă realizînd o structură martenitică fină în strat și o structură bainitică cu urme de ferită în miez la răcirea în ulei rece, fig.2.

Oțelul 18 MoCN 13

a



b



Fig.2
regimul 4
tabelul 3



Fig.3
regimul 8
tabelul 3



Fig.4
regimul 5
tabelul 3

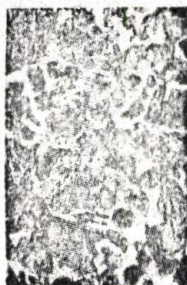


Fig.5
regimul 7
tabelul 3

Oțelul 21 TMC 12

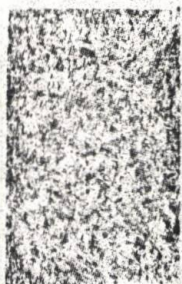


Fig.6
regimul 4
tabelul 3



Fig.7
regimul 8
tabelul 3

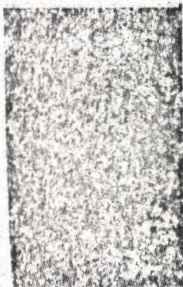


Fig.8
regimul 5
tabelul 3

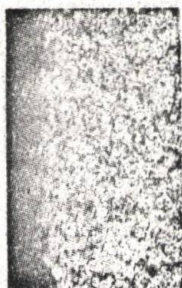


Fig.9
regimul 7
tabelul 3

Dacă subrăcirea se face la 700°C va fi necesară o creștere a temperaturii de călire la 840°C pentru a omogeniza structura austenitică, deci de a dizolva ferita liberă separată în intervalul $\text{Ar}_3 - \text{Ar}_1$ (fig.3 b). Această creștere a temperaturii de călire, duce însă la o uşoară supraîncălzire a structurii din strat (fig.3 a).

Pentru oţelul 21 TMC 12, analizând valorile punctelor critice de transformare de mai jos, se observă că pentru a realiza recristalizarea fazică, ar fi necesară o temperatură de subrăcire tot de 600°C .

Ac_3	Ar_3	Ac_1	Ar_1
840	715	740	670

Având în vedere însă că prezenţa titanului împiedică creşterea granulaţiei la temperatura de cementare, se poate efectua o subrăcire la 700°C . În ceea ce priveşte temperatura de călire reîncălzirea la 820°C nu este suficientă pentru omogenizarea austenitei, după călire în ulei, rămânând o cantitate mare de ferită (cca 20%) în miez (fig.8). Executându-se călirea de la 840°C (Ac_3 miez = 840°C) structura în miez va fi bainitică cu urme de ferită (fig.7). În limitele temperaturii de călire $820-840^{\circ}\text{C}$ structura stratului nu este influenţată, obţinându-se martensită fină, în toate cazurile (fig. 6 - 9 a).

În ceea ce priveşte influenţa temperaturii mediului de răcire folosit (ulei) se influenţează pe de o parte morfologia constituenţilor separaţi la răcire (tipul bainitei, gradul de dispersie al acelor şi al particulelor de cementită din bainită) ceea ce ne influenţează duritatea stratului şi a miezului şi rezilienţa acestuia din urmă. Pe de altă parte se influenţează succesiunea transformărilor miezului şi stratului în aceeaşi piesă, ceea ce influenţează valoarea absolută a tensiunilor termice şi structurale şi prin urmare gradul de deformare al piesei.

Astfel răcirea în ulei rece a oţelului 18 MoCN 13 (fig.2, 3) şi a oţelului 21 TMC 12 (fig.6, 7) arată în miez o structură bainitică de treaptă inferioară cu grad mic de descompunere. La răcirea în ulei cald fig.4, 5 pentru oţelul 18 MoCN 13 şi fig.8, 9 pentru oţelul 21 TMC 12, se observă în miez o bainită de treaptă superioară, cu grad de descompunere mai avansat, iar în strat o martensită autorevenită şi urme de bainită.

Concluzii

Din materialul prezentat se pot trage următoarele concluzii cu privire la regimurile optime de tratament termic după carburare.

- După carburare este necesară o subrăcire la o anumită temperatură, care depinde de calitatea oțelului din care sînt confecționate piesele și anume 600°C pentru oțelul 18 MoCN 13 și 700°C pentru oțelul 21 TMC 12.

- Temperatura de reîncălzire în vederea călirii ulterioare este de 800°C la oțelul 18 MoCN 13 și 840°C în cazul oțelului 21 TMC 12 în vederea obținerii unei structuri bainitice cu urme de ferită în miez.

- Temperatura mediului de răcire depinde de forma pieselor, și anume se va utiliza ulei cald la 170°C pentru piese avînd o configurație complicată și ulei rece (70°C) pentru piesele mai puțin pretențioase din punct de vedere al apariției tensiunilor interne.

Avînd în vedere că încercările s-au efectuat pe epruvete, la stabilirea duratei de subrăcire se va ține cont de dimensiunile pieselor.

DUMITRESCU, R.

INCERCARI PRIVIND STABILIREA TEHNOLOGIEI OPTIME DE TRATAMENT

TERMIC LA OTELURILE 18 MoCM 13 SI 21 TMC 12 PE

CUPTOARELE TIP SUPER ALL-CASE

Rezumat

Cuptoarele Super All-Case sînt cuptoare cu funcționare dis - continuă cu un înalt grad de automatizare și mecanizare.

Pentru asigurarea unei producții de calitate se pune pro - blema cunoașterii cu exactitate a parametrilor care intervin în procesul tehnologic.

Lucrarea își propune stabilirea regimului optim de trata - ment termic după carburare pentru oțelurile de cementare 18 MoCM 13 și 21 TMC 12 STAS 791-66, oțeluri cu pondere mare în fabricarea pinioanelor, roților dințate și axelor din producția întreprinderii Tractorul Brașov.

ESSAIS CONCERNANT L'ETABLISSEMENT DE LA TECHNOLOGIE OPTIMUM

DE TRAITEMENT THERMIQUE POUR LES ACIERS 18 MoCN 13 ET

21 TMC 12 DANS LES FOURS DU TYPE SUPER ALL-CASE

Résumé

Les fours Super All-Case sont des fours à fonctionnement discontinu à haut degré d'automatisation et mécanisation.

Pour assurer une production de qualité il est nécessaire d'établir avec exactitude les paramètres qui interviennent dans le processus technologique.

Cet ouvrage établit le régime optimum de traitement thermi - que après carburation pour les aciers de cémentation 18 MoCN 13 et 21 TMC 12 STAS 791-66, aciers qui sont employés pour la fabrication des pignons, roues dentées et axes dans la production de l'entreprise "Tractorul" de Brașov.

STUDIUL TRATAMENTULUI TERMIC AL COROANELOR PENTRU UNIVERSALE
DE STRUNG DE Ø 160 și Ø 200, EXECUTATE DIN OTEL 15MoCr12

Ing. Dumitru Bot, asistent la Universitatea din Brașov.

În exploatare coroanele pentru universalele de strung, trebuie să răspundă unor condiții de solicitare deosebite, tensiuni de contact variabile și în același timp ridicate, precum și unor solicitări la uzură deosebit de mari.

Pe plan mondial coroanele de universal se execută din oțeluri aliate de cementare, tratate termochimic, sau din oțeluri de îmbunătățire călite prin CIF pe dantură și pe spirală pentru asigurarea unor rezistențe la uzură ridicate.

În momentul de față, la noi în țară coroanele pentru universale de strung se execută din oțel carbon de calitate, OLC 45. Procesul tehnologic pentru obținerea coroanelor pentru universale de strung este următorul: - matrițare, tratament termic primar, strunjire, eboș, tratament termic de îmbunătățire, prelucrarea denturii și spiralei și rectificare.

Toate prelucrările se fac, deci după îmbunătățire când duritatea pieselor este de 25-31 HRC (duritățile mai ridicate îngreunează procesul de prelucrare prin așchiere).

Folosirea unui oțel aliat de cementare, a fost determinată de necesitatea de a obține coroane de universal cu rezistență ridicată la uzură și cu duritatea cuprinsă în intervalul 56-60 HRC, atât la dantură cât și la spirală.

Ca oțel aliat de cementare s-a ales oțelul 15MoCr12 STAS 791-66, oțel care după tratamentul termochimic asigură obținerea unei durități de 58-60 HRC, asigurând o funcționare normală a universalelor de strung, mărinđ fiabilitatea acestora și o rezistență la uzură ridicată.

Se pune însă problema stabilirii tehnologiei optime de tratament termic, în așa fel încît deformațiile apărute să fie minime iar operațiile de rectificare să fie făcute pentru adaosuri minime de rectificare.

Aceste deformații trebuie să se înscrie sub valoarea de +0,1 mm la spirală.

Regimul de tratament termic al pieselor executate din oțel 15MoMnCl2, a fost pentru câte 5 coroane pentru universale Ø 160 și Ø 200;

- carbonitrurare la temperatura de 860°C timp de 4 h;
- călire în ulei la temperatura de 80°C ;
- revenire joasă la temperatura de 200°C.

Verificarea durității s-a făcut cu aparatul Rockwell cu sarcina de 150 daN - rezultând valori ale durității de 60,5 - 61 HRC.

Verificarea deformațiilor s-a făcut pe o mașină de rectificat spirala coroanelor de tip Gildemeister.

Înainte de introducerea la tratamentul termic, coroanele au fost executate la gata și rectificate plan și la spirală.

După tratamentul termic aplicat și verificarea deformațiilor, tot pe mașina de rectificat s-au constatat deformații de 0,3 - 0,4 mm la coroanele pentru universal de Ø 160 și de 0,6-0,8 mm la coroanele pentru universal de Ø 200 la spirală, precum și deformații la planeitate. Verificările deformațiilor măsurate pe epruvete French nu au dat rezultate satisfăcătoare pentru stabilirea regimului de tratament optim pentru aceste coroane .

În continuarea studiilor asupra coroanelor pentru universalele de Ø 160 și Ø 200 după prelucrare și rectificare, acestea au fost supuse unui tratament termochimic de cianurare în baie de sare topită la temperatura de 860°C cu menținere 3 ore.

Răcirea pieselor s-a făcut bucată cu bucată, prin menținere în aer până la o temperatură de 700°, 680° și 650°, și apoi călite în ulei cu temperatura de 60°C (s-au folosit câte 6 coroane pentru fiecare din cele 2 tipuri de universale).

Măsurarea temperaturii s-a făcut cu ajutorul unui pirometru optic.

După călire piesele au fost supuse unei reveniri joase la o temperatură de 200°C 2 h, măsurându-se deformațiile la spirală, pe mașina de rectificat spirala de tip Gildemeister, prin rectificarea spiralei pe flanc, până în momentul în care spirala a rămas perfect curată.

După acest regim de tratament coroanele au prezentat următoarele deformații. Valorile medii ale deformațiilor sînt indicate în tabelul 1.

Tabelul 1

Tipul univ.	Deformațiile pe flancul spiralei mm (Valori medii)		
	Călit de la 700°C	Călit de la 680°C	Călit de la 650°C
Ø 160	0,09 0,10 mm	0,05 0,06	0,015 0,02
Ø 200	0,13 0,12	0,08 0,09	0,04 0,05

Prin aplicarea acestui procedeu, la răcirea lentă miezul a suferit transformarea perlitică, iar stratul s-a transformat în martenită la călirea ulterioară în ulei.

Duritățile măsurate au avut valori cuprinse în intervalul 58,5 - 60,5 HRC.

Tratamentul s-a repetat din nou pentru un lot de câte 5 coroane de universal Ø 160 și 5 de Ø 200, uzinate la gata și rectificate.

Cele 10 coroane s-au supus carbonitrurării într-un cuptor cameră cu bazin integrat, funcționând cu atmosferă controlată endotermă la temperatura de 860°C;

Compoziția atmosferei folosite a fost:

15 Nm³/h - atmosferă endotermă;

1,6 Nm³/h - gaz metan;

0,6 Nm³/h - amoniac.

Timpul de menținere în cuptor a fost de 4 h; după care coroarele au fost scoase în antecamera cuptorului, unde au fost menținute un timp de cca 3 minute (timpul a fost calculat pentru că răcirea să se producă de la 860° până la cca 650°, după care piesele au fost răcite în ulei, cu temperatura de 60°C.

După călire piesele au fost spălate și supuse unui tratament de revenire joasă timp de 2 ore la 200°C, după care au fost supuse rectificării din nou pe flancuri pe aceeași mașină Gildemeister, până când flancurile au rămas perfect curate.

De asemenea a fost verificată planeitatea pe o mașină de rectificat plană.

În acest ultim caz au rezultat deformații de 0,02 mm la coroarele pentru universale de Ø 160 și de 0,03 - 0,04 mm la coroarele pentru universalele de Ø 200, fără să se constate deformații ale planeității coroarelor.

Duritățile măsurate pe coroane au fost de 59-61 HRC,

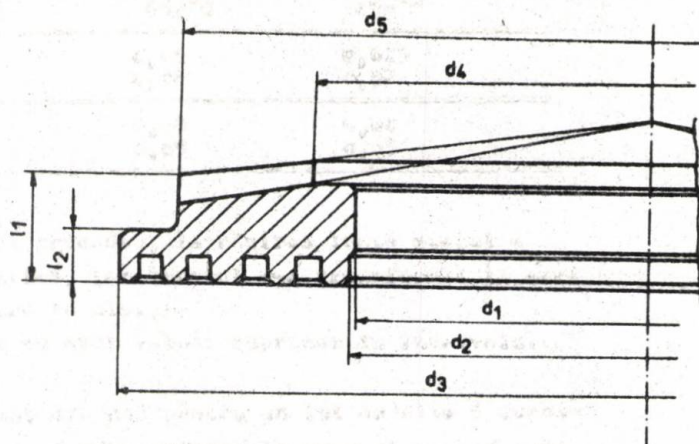


Fig.1

Tabelul 2

Mărimea universalului	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	l ₁	l ₂
Ø 160	70	71	126	84	116,5	10	16
Ø 200	90	91	155	102	140,7	9	17

Dimensiunile coroanelor de universal sînt indicate în tabelul 2.

Concluzii

Prin aplicarea procedurii de carbonitrurare la 860°C și răcire la 650°C în antecamera cuptorului, urmată de călire în ulei cald la 60-80°C s-a stabilit un nou proces tehnologic de tratament termic al acestor piese, care asigură obținerea unor piese cu deformății minime, deformății ce pot fi eliminate printr-o rectificare ulterioară, cu un adaos foarte mic de rectificare, putîndu-se obține în acest fel coroane tratate termochimic cu durități ridi-

cate, ceea ce asigură o foarte bună rezistență la uzură și la presiuni de contact ridicate.

Bibliografie

- [1] MANTEA, ST., DULAMITA, T. Teoria și practica tratamentelor termice, București, Ed. tehnică, 1966.
- [2] CONTOROVICI, I.E. Tratatamentul termic al oțelului și al fontei. București, Ed. tehnică, 1956.
- [3] MINKEVICI, N.A. Tratatamentul termochimic al metalelor și aliajelor, București, Editura tehnică, 1968.

BOT, D.

STUDIUL TRATAMENTULUI TERMIC AL COROANELOR PENTRU UNIVERSALE
DE STRUNG Ø 160 și Ø 200, EXECUTATE DIN OTEL 15MoMC12

Rezumat

În lucrare sînt prezentate rezultatele unor încercări privind tratamentele termice aplicate unor coroane pentru universale de strung în vederea reducerii deformațiilor la tratamentul termic. Pe baza studiilor făcute se recomandă o metodă de tratament termic care reduce la minim deformațiile apărute la călire, fără să afecteze proprietățile mecanice impuse acestor coroane.

UNTERSUCHUNGEN BEZUGLICH DER WÄRMEBEHANDLUNG DES KRONENRADES
VON DREHFUTTERN DER GRÖßE Ø 160 UND Ø 200, AUS DEM STAHL
15MoMC12 GEFERTIGT

Zusammenfassung

In der Abhandlung werden die Ergebnisse einiger Versuche der Wärmebehandlung von Kronenrädern für Drehfutter bekanntgegeben, durch welche die Verringerung der Verformungen durch diese Behandlung verfolgt wurde. Aufgrund der erfolgten Untersuchungen wird eine Methode der Wärmebehandlung empfohlen, durch welche die auftretenden Verformungen ein Minimum aufweisen, ohne da dabei die mechanischen Eigenschaften dieser Kronenrader beeinträchtigt wird.

CERCETARI PRIVIND TRATAMENTUL TERMIC AL CAMASILOR POMPELOR
DE EXTRACȚIE A TITEIULUI. EXECUTATE DIN FONTA CENUȘIE PRIN
TURNARE CENTRIFUGALĂ

Ing. A.Popa, asistent la Universitatea din Brașov.

Prezenta lucrare constituie continuarea cercetărilor experimentale în vederea îmbunătățirii caracteristicilor mecanice și de utilizare ale cămășilor pompelor de extracție a țițeiului, realizate prin turnare centrifugală, prin aplicarea unor operații de tratament termic.

Rezultatele deosebit de favorabile obținute în prima etapă a cercetării, când prin înlocuirea cămășilor executate din oțel, cu cămăși executate din fontă cenușie turnată centrifugal, durata de funcționare a cămășilor a crescut în medie de 5 ori, justifică pe deplin continuarea cercetărilor în acest domeniu.

În vederea stabilirii regimului optim de tratament termic primar și secundar, și al aplicării acestui regim pe un număr de cămăși, care apoi să fie urmărite în exploatare, am realizat prin turnare centrifugală, un lot experimental de 500 buc. cămăși din fontă cenușie slab aliată cu următoarea compoziție chimică:

C = 3,25-3,70; Si=2,80-2,50; Mn = 0,80 - 1,00; Cr = 0,30-0,50; P = 0,40-0,70; Cu = 0,05-0,10; S_{max} = 0,08.

Turnarea s-a efectuat pe o instalație de turnare centrifugală tip Düker, pe care s-a adaptat cochila pentru cămășa de 1 3/4", parametrii principali ai tehnologiei de turnare fiind următorii:

- temperatura de turnare -1450°C (min.1400°C; max.1500°C);
- temperatura cochilei -500 + 600°C;
- rotația cochilei -1800 rot/min;
- cadența de turnare -20 buc/oră;
- timpul de centrifugare după umplerea cochilei -30 sec.;
- răcirea după turnare -în aer liniștit.

În vederea obținerii unei structuri uniforme pe secțiunea piesei turnate, cochila a fost pudrată înainte de fiecare turnare cu un amestec de protecție având următoarea compoziție chimică:

- 50% grafit;
- 48,5% praf de Fe-Si și Al;
- 1,5% novolac praf.

După turnarea lotului s-au prelevat 10 buc. cămăși care au fost prelucrate la exterior la diametrul de $\varnothing 50$ mm (cota finală a diametrului exterior al cămășii de 1 3/4"), s-au luat epruvete pentru măsurarea durtății, analiza structurii și cercetare privind stabilirea tratamentului termic optim.

Epruvetele au fost marcate conform fig.1.

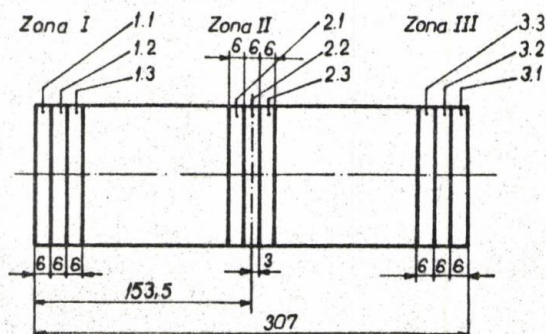


Fig.1

Măsurarea durtății s-a efectuat conform prevederilor STAS 165-66 iar rezultatele obținute sînt cuprinse în tabelul 1.

Tabelul 1

Nr. piesei	Durtatea epruvetei			Durtatea medie a piesei
	Zona I	Zona II	Zona III	
1	282	252	255	263
2	282	241	239	254
3	266	266	266	266
4	278	272	266	272
5	266	275	285	275
6	269	278	257	268
7	275	263	278	272
8	255	278	269	267
9	288	269	272	273
10	275	272	278	275

Din datele obținute se observă că nu există variații mari ale durtății pe lungimea piesei și nici diferențe mari între durtatea pieselor fapt ce conduce la concluzia că structura pieselor este uniformă și aceeași pentru tot lotul de piese, concluzie confirmată și prin cercetarea microscopică a structurii. Probele pregătite în acest sens au fost studiate în stare atacată și neatacată. În urma cercetării microscopice s-a observat că nu există variații mari în

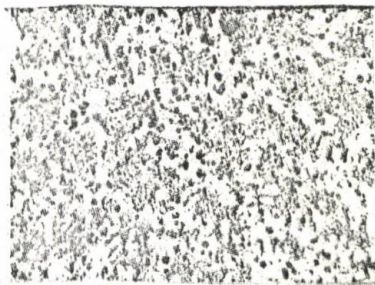
privața formei separațiilor de grafit și a structurii masei metalice de bază, nici de la o piesă la alta, nici de la un capăt la altul al aceleiași piese.

Separațiile de grafit sînt punctiforme și foarte fin dispersate într-o masă metalică perlitică cu mici separații de eutectic fosforos și ledeburită. Structura unei probe atacate și neatacate este prezentată în fotografia Nr.1.



Neatacat x 100

Foto Nr.1



Atac Nitral x 100

În scopul verificării influenței diferitelor operații de tratament termic asupra structurii și proprietăților cămășilor s-au efectuat pe epruvete următoarele operații de tratament termic:

- recoaceri de detensare conform diagramelor Nr. 1-5;
- căliri conform diagramelor Nr. 6-8;
- reveniri conform diagramelor Nr. 9-11.

Rezultate obținute: sînt cuprinse în tabelul Nr.2 pentru recoaceri, în tabelul Nr.3 pentru căliri și în tabelul Nr.4 pentru reveniri.

Tabelul 2

Duritatea medie inițială HB	Nr.diagramei de tratament	Duritatea medie după tratament HB	Structura după tratament
266	1	252	perlitică cu grafit punctiform fin
	2	255	"
	3	237	"
	4	245	"
	5	240	"
268	1	253	"
	2	257	"
	3	233	"
	4	244	"
	5	239	"
270	1	255	"
	2	258	"
	3	231	"
	4	247	"
	5	242	"

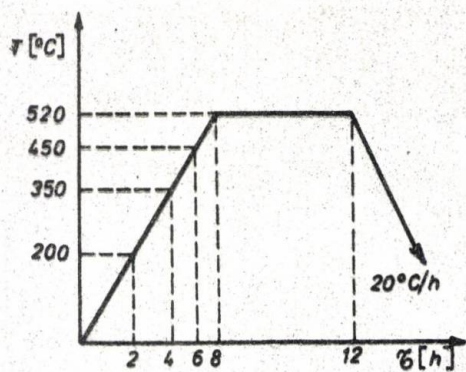


Diagrama nr. 1

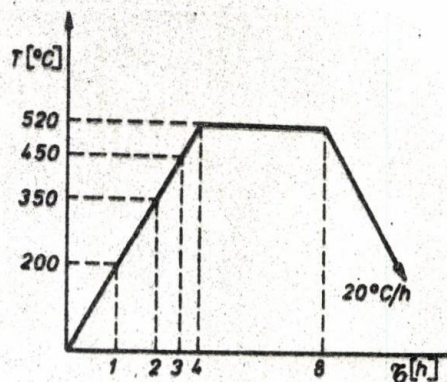


Diagrama nr. 2

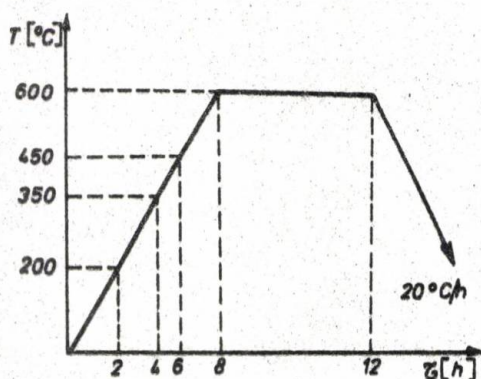


Diagrama nr. 3

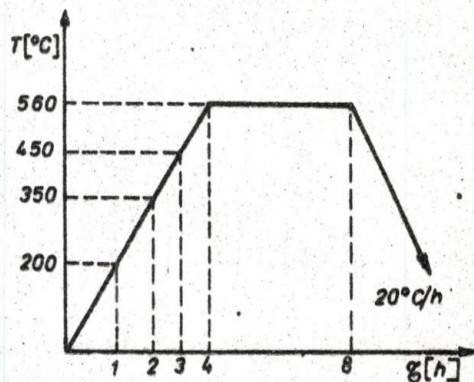


Diagrama nr. 4

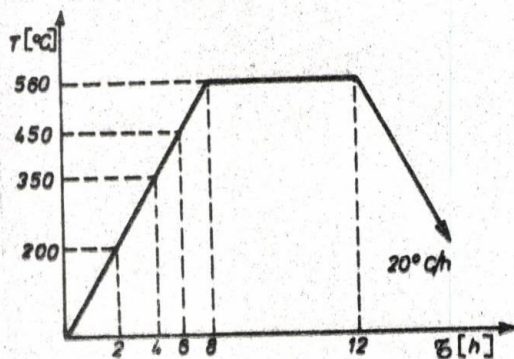


Diagrama nr. 5

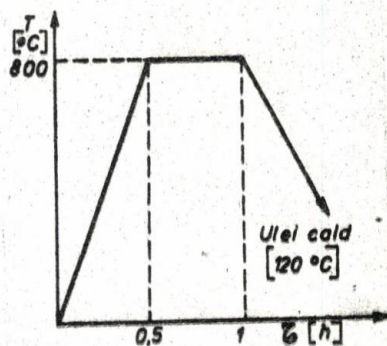


Diagrama nr. 6

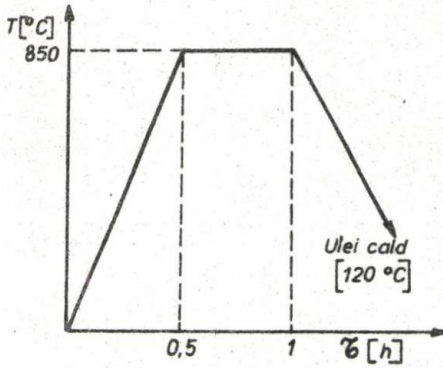


Diagrama nr. 7

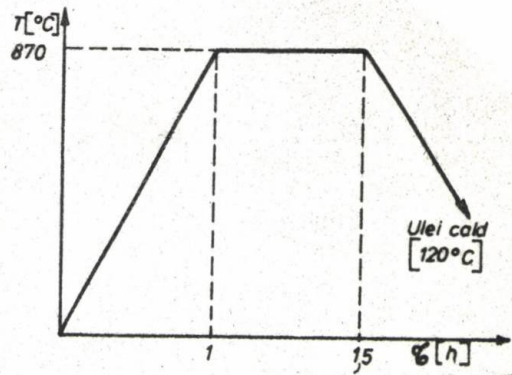


Diagrama nr. 8

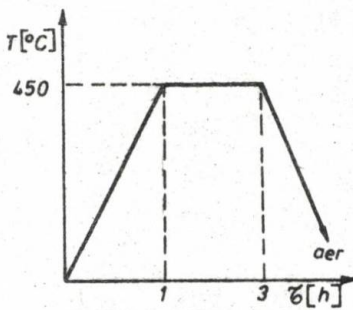


Diagrama nr. 9

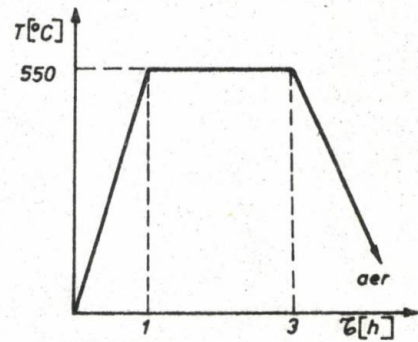


Diagrama nr. 10

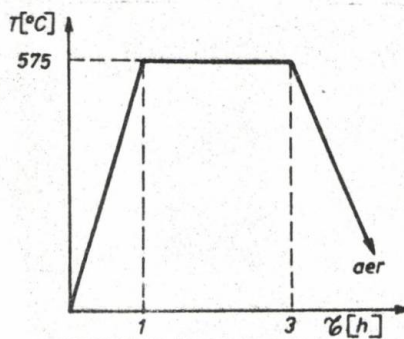


Diagrama nr. 11

Din analiza rezultatelor se observă că rezultatele cele mai constante s-au obținut în cazul diagramei de tratament Nr.5. Dureitatea obținută fiind în jurul valorii de 240 HB asigură o bună prelucrabilitate prin aşchiere.

Operaţiei de călire au fost supuse numai probele tratate conform diagramei Nr.5.

Tabelul 3

Duritate medie inițială HB	Nr.diagramei de tratament	Duritatea medie după tratament HB	Structura după tratament
240	6	320	Perlita + Ms + grafit grosolan
	7	470	Martensită P grafit fin
	8	508	Martensită + grafit foarte fin
239	6	310	Perlita + grafit grosolan + Ms
	7	460	Martensită + grafit fin
	8	490	Martensită + grafit foarte fin
242	6	315	Martensită + grafit grosolan + Perlita
	7	465	Martensită + grafit fin
	8	520	Martensită + grafit foarte fin

Tratamentului termic de revenire au fost supuse numai probele călite conform diagramei Nr.7 și Nr.8.

Tabelul 4

Duritatea medie inițială HB		Nr.diagramei de tratament	Duritatea după tratament HB	Structura după tratament
484	465; 530 463; 482	9	360	Perlită globulară foarte fină cu separații de grafit punctiform foarte fin.
486	455; 510 475; 504	10	280	Perlită globulară fină cu grafit punctiform fin.
485	465; 498 467; 512	11	250	Perlită globulară și grafit punctiform mai mare-

Concluzii privind tratamentul termic optim

Pentru obținerea unor proprietăți optime atât în ceea ce privește prelucrabilitatea cât și în ceea ce privește rezistența mecanică și la uzură se recomandă a se efectua următoarele operații de tratament termic:

1. recoacere de detensionare conform diagramei Nr.5.
2. călire conform diagramei Nr.8.
3. revenire conform diagramei Nr.9.

După aplicarea acestor operații de tratament termic, duritatea cămășilor variază în jurul valorii de 360 HB - aceeași duritate ce

a cămășilor din fontă importate, iar structura este formată dintr-o masă metalică de bază perlitică cu separații de grafit punctiform foarte fin.

Tratamentul propus a fost aplicat unui număr de 20 bucăți cămăși, care apoi au fost supuse probei de presiune la 300 atm. rezistînd toate în condiții foarte bune.

Cămășile netratate termic, executate din fontă cenușie, nu rezistă la presiuni mai mari de 250 atm. iar cele turnate static, în amestec de formare, nu rezistă decît pînă la maximum 150 atm.

Pe baza cercetărilor efectuate, s-a stabilit o tehnologie de tratament termic aplicat cămășilor din fontă cenușie turnate centrifugal, care să permită utilizarea acestor cămăși la pompele de mare adîncime.

Prin utilizarea cămășilor din fontă cenușie în locul celor din oțel, se poate realiza o economie anuală de peste 20.000.000 lei.

Bibliografie

- [1] PURCEL, A. Pompe de adîncime. București, Ed. tehnică, 1976.
- [2] POPESCU N. și VITANESCU C. Tehnologia tratamentelor termice, București, Editura tehnică, 1975.
- [3] MANTEA ST. și DULAMITA T. Teoria și practica tratamentelor termice. București, Editura tehnică, 1966.

POPA, A.

CERCETARI PRIVIND TRATAMENTUL TERMIC AL CAMASILOR POMPELOR
DE EXTRACTIE A TITEIULUI, EXECUTATE DIN FONTA CENUSIE PRIN
TURNARE CENTRIFUGALA

Rezumat

Experimentările efectuate în prezenta lucrare au avut scopul de a stabili tratamentul termic optim - primar și secundar - pentru cămășile pompelor de extracția țițeiului realizate prin turnare centrifugală din fontă cenusie slab aliată.

Scopul aplicării tratamentului termic este acela de a mări rezistența cămășilor la presiune și uzură, pentru a putea fi utilizate la pomparea țițeiului de la adâncimi mai mari de 1500 m.

Rezultatele obținute permit înlocuirea completă a cămășilor realizate din oțel de cementare, prin aceasta realizându-se pe lângă mari economii de metal și manoperă și competitivitate pe piața externă.

Zusammenfassung

Die in dieser Arbeit durchgeführten Versuche verfolgten die Festlegung der optimalen - primären und sekundären - Wärmebehandlung für die Buchsen von Pumpen zur Erdolgewinnung, die durch Schleudergießen aus leichtlegiertem Grauguß hergestellt wurden.

Durch diese Wärmebehandlung wird die Festigkeit der Buchsen für Druck und Verschleiss vergrößert, so dass diese zum Heraufpumpen aus 1500 m Tiefe benutzt werden können.

Nach den erhaltenen Ergebnissen lassen sich die aus Einsetzstahl hergestellten Buchsen ersetzen, wodurch grosse Metall und Bearbeitungsersparungen erreicht werden, sowie die für den Ausstenmarkt gültigen charakteristiken.

STUDIUL MUNCII - INSTRUMENT DE ORGANIZARE ȘTIINȚIFICĂ
A PROCESELOR DE MUNCĂ - CU APLICAȚII ÎN INDUSTRIA CON-
STRUCTOARE DE MASINI

Ing. M.Codrea, asistent la Universitatea din Brașov.

Politica consecventă a P.C.R. de încadrare a României pe coordonatele creșterii economice moderne, la nivelul exigențelor societății socialiste multilateral dezvoltate, pune cu tot mai mare insistență necesitatea asigurării unei înalte eficiențe economice în toate domeniile de activitate.

Printre factorii capabili să asigure punerea în valoare a marilor potențe de progres în etapa actuală de dezvoltare economică a României la loc de frunte se situează organizarea științifică a producției și a muncii. Pornind de la premisa că „problemele de organizare și conducere au un rol esențial în înfăptuirea hotărârilor generale privind dezvoltarea industriei noastre socialiste”*, au fost inițiate, în special după Conferința Națională a P.C.R din 1967, o serie de măsuri pentru promovarea metodelor și concepțiilor de organizare științifică la nivel macroeconomic și microeconomic.

În cadrul organizării științifice a producției și a muncii, un instrument de raționalizare a activităților îl reprezintă studiul muncii. Opus empirismului și subiectivismului, studiul muncii presupune analiza sistematică și critică a proceselor de muncă, în scopul punerii în evidență și valorificării rezervelor de creștere a productivității muncii, fără investiții prea mari.

Afirmația făcută este întărită de rezultatele prezentei lucrări, care cuprinde raționalizarea liniei tehnologice de fabricație a reperului „butucul roții”, pe baza tehnicilor proprii studiului muncii.

1. Alegerea obiectivului de studiat

Opțiunea pentru realizarea acestui studiu a fost determinată de sesizarea nivelului ridicat al entropiei acestui sistem, cu

*Nicolae Ceaușescu - „România pe drumul construirii societății socialiste multilateral dezvoltate” - vol.10, București, Ed.pol. 1974, pag.442.

alte cuvinte, constatarea numărului mare de neajunsuri ce reflectă nivelul scăzut al organizării liniei și explică eficiența economică scăzută.

Două sînt cauzele principale ale acestor neajunsuri:

- nesincronizarea operațiilor, generînd dezordine, discontinuități în activitate, încărcarea neuniformă a utilajelor, și
- sistemul necorespunzător de depozitare a obiectelor muncii și alimentare a locurilor de muncă, conducînd la nefolosirea rațională a executanților, prin suprasolicitarea lor.

2. Inregistrarea datelor privind varianta existentă

Reperul „butucul roții”, confecționat din oțel turnat OT55-2 STAS 600-65, are o greutate brută de aproximativ 30 kg.

Se lucrează într-un regim de două schimburi, obținîndu-se o producție medie zilnică de 100 bucăți.

Transportul pieselor se face:

- cu motostivitorul, în containere ce conțin circa 30 bucăți, de pe platformă și între mașinile plasate la distanță, și
- manual, bucată cu bucată, pe distanțe mici.

Situația existentă este descrisă în graficul analizei detaliate a procesului de producție și graficul circulației (fig. 1).

3. Examinarea critică a metodei existente

Examinînd critic procesul, toate fazele sale componente pe baza metodei interogative, se sesizează neajunsurile și se conturează soluții ce conduc spre o variantă mai bună. Astfel:

- graficul analizei detaliate a procesului de producție relevă un număr de 25 stadii din care numai 11 sînt operații de transformare a obiectelor muncii, 8 așteptări intermediare și 5 transporturi. Reducerea numărului stadiilor ciclului concomitent cu îmbunătățirea structurii lui impune modificări tehnologice pentru mai buna sincronizare a operațiilor.

- graficul circulației redă imaginea fluxului tehnologic, caracterizat prin deplasări pe distanțe mari, întoarceri și încrucișări de drumuri. Pentru raționalizarea fluxului tehnologic este necesară reamplasarea utilajelor.

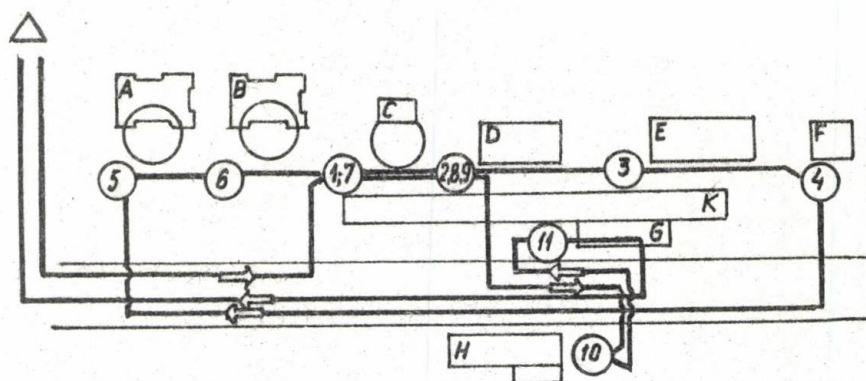
- nu se respectă regulile economiei de mișcări: la majoritatea locurilor de muncă piesele sînt depozitate pe pardoseală, soluție dezavantajoasă datorită consumurilor energetice inutile pe care le generează. Solicitarea executanților la manipularea pieselor depășește limitele fiziologice normale, afectînd capacitatea de muncă și sănătatea acestora.

Graficul analizei detaliate a procesului de producție													
Metoda existentă													
Descrierea stadiului	Cantitatea	Distanța	Timp		Simbol				Observații	Propuneri			
			min.	de minută	O	□	D	▽		Elim.	Comb.	Schimb.	Modif.
Așteptare pe platformă		-	cf.	-									
Transport la linie	30	40	2	2					cu motostivuitoare				
Găurire	30		7	210									
Așteptare	30		150	-									
Lamare	30		3,2	96									
Strunjire plană	30		11,5	345									
Așteptare	30		80	-									
Asamblare	30		9	270					manual				
Așteptare	30		330	-									
Transport	30	20	1	1					cu motostivuitoare				
Strunjire	30		8	240									
Strunjire	30		5,8	174									
Așteptare	30		150	-									
Găurire	30		4	120									
Teșire	30		3,6	110									
Așteptare	30		120	-									
Alezare	30		4,9	147									
Așteptare	30		150	-									
Transport	30	4	1	1					cu motostivuitoare				
Broșare	30		6	180									
Așteptare	30		180	-									
Transport	30	3	1	1									
Debavurare	30		8,5	255					manual				
Așteptare	30		260	-									
Transport	30	40	2	2					cu motostivuitoare				
Total	Metoda	existentă	30	107	1489	2236	11	-	8	5	1	Total am ore 37,5	
		îmbunătăț.											
		Diferența											

4. Elaborarea metodei îmbunătățite

Pe baza rezultatelor analizei critice a metodei actuale de lucru, recomandăm:

- modificarea constructivă a reperului (modificare propusă de constructor). În noua variantă, semifabricatul utilizat se caracte-



Legendă: A, B - strung carusel, C - mașină de găurit verticală, D - mașină de găurit radială, E - strung semiautomat, F, G - banc de lucru, H - mașină de broșat, K - masă.

fig. nr. 1 - Graficul circulației

sizează prin greutate redusă, aproximativ 20 kg/bucată și o precizie dimensională ce are drept efect simplificarea unor operații tehnologice.

- modificări tehnologice, urmărindu-se minimizarea diferențelor dintre normele de timp, modificări redate în tabelul de mai jos:

Operația	Simbol loc de muncă	Acțiune	Efect
1	2	3	4
Op.nr.3 - strunjire -	E	Simplificare - prin schimbarea semifabricatului	Reducerea duratei
Op. nr.4 - asamblare -	F	Simplificare - prin dotare cu cheie pneumatică	Reducerea duratei și eforturilor
Op. nr.5 și 6 - alezare -	A; B	Combinare - executare pe aceeași mașină cu schimbarea regimului de lucru.	Uniformizarea încărcării utilajului și reducerea eforturilor.

1	2	3	4
Op. nr.7 - găurire -	C	Concentrare - cu op.nr.1 prin modificarea dispozitivului.	Eliminarea op. nr.7
Op. nr.9 - aalezare -	D	Execuția pe o mașină de găurit verticală, cu cap multi-ax (loc de muncă - L).	Eliberarea utilajului D.
Op. nr.11 - debavurare -	G	Simplificare prin dotare cu cheie pneumatică.	Reducerea duratei și eforturilor.

- modificarea amplasamentului utilajelor pentru raționalizarea transportului.

Piese depozitate pe platformă sînt transportate la linia tehnologică cu motostivuitoare, în containere ce conțin aproximativ 30 bucăți. Transportul interoperațional se poate realiza manual sau mecanizat - pe cale cu role, soluție pentru care optăm datorită efectelor ei sociale și economice: eliminarea deplasărilor executanților pentru alimentarea locului de muncă cu piese, reducerea eforturilor prin înlocuirea transportului pe brațe cu împingerea pieselor pe role, și menținerea pieselor la nivelul planului de lucru.

Varianta propusă este descrisă prin graficul detaliat al procesului de producție și graficul circulației (fig.2).

5. Eficiența economică a variantei îmbunătățite

Introducerea noii variante a liniei de fabricație a reperului „butucul roții” reclamă un consum de muncă socială, concretizat în cheltuielile pentru achiziționarea de noi utilaje și S.D.V-uri: mașina de găurit verticală, chei pneumatice, cap multi-ax, transportor cu role, cheltuieli ce se ridică la aproximativ 100.000 lei.

Eforturile făcute pentru implementarea soluției sînt compensate însă de efectele pozitive pe care le generează, prezentate mai jos:

- Reducerea consumului de muncă pentru realizarea unei piese cu 13,5 min, deci creșterea productivității muncii. Sporirea productivității muncii este factorul pe seama căruia se obține pe linia de fabricație o producție cu 50% mai mare, concomitent cu reducerea prețului de cost unitar. Elementul prețului de cost care oglindește nemijlocit creșterea productivității muncii este retribuția directă, în noua variantă diminuată cu aproximativ 2 lei/buc (con-

Graficul analizei detaliate a procesului de producție																
Metoda propusă																
Descrierea stadiului	Cantitate	Distanță	Timp		Simbol					Observații	Propuneri					
			menit.	de muncă	O	□	D	⇒	▽							
Așteptare pe platformă		-	ct.	-												
Transport la linie	30	40	2	2						cu motostivuitoare						
Găurire	30	-	7	210												
Așteptare	30	150	-													
Lamare	30	-	3,2	96												
Strunjire plană	30	6,7	201													
Asamblare	30	7	210							mecanizat						
Alezare	30	13,8	415													
Așteptare	30	120	-													
Teșire	30	3,6	108													
Alezare	30	4,9	147													
Broșare	30	6	180													
Debavurare	30	6,5	195							mecanizat						
Așteptare	30	200	-													
Transport	30	40	2	2						cu motostivuitoare						
Total	Metoda	existentă	30	107	1489	2236	11	-	8	5	1	Total am. ore	29,6			
		propusă	30	80	533	1776	9	-	3	2	1					
		Diferența		27	956	460	2	-	5	3	-					

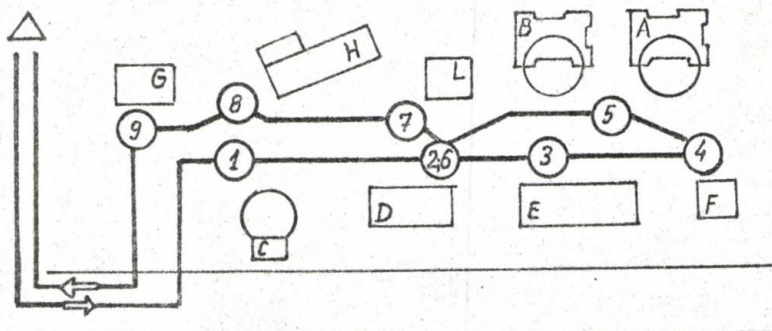


fig. nr. 2 - Graficul circulației

siderînd retribuția tarifară medie de 9 lei/oră). Se realizează deci zilnic o economie la fondul de retribuire de :

$$F_r = \zeta_{r_u} \cdot Q_1 = 2 \cdot 140 = 280 \text{ lei} \quad \text{în care:}$$

ζ_{r_u} este modificarea retribuției unitare (lei/buc);

Q_1 - producția obținută în noua variantă (buc).

Economiile calculate nu reflectă decît parțial reducerea prețului de cost, în realitate creșterea productivității muncii atrage după sine și diminuarea altor elemente ale prețului unitar: amortismente, energie electrică tehnologică, cheltuieli generale ale secției, etc. Chiar neglijînd aceste efecte, se estimează termenul de recuperare al cheltuielilor pentru realizarea variantei propuse la aproximativ un an, deci se justifică implementarea acestei soluții.

Noua variantă se mai caracterizează prin: reducerea duratei ciclului de fabricație, deci creșterea vitezei de rotație a mijloacelor circulante, încărcarea mai uniformă a utilajelor, ritmicitatea activității, folosirea mai rațională a spațiului, etc.

Deosebit de importante sînt efectele sociale ale variantei îmbunătățite: modificările activităților desfășurate de executanți, sînt nu numai modificări cantitative, de volum, ci mai ales calitative, urmărindu-se în primul rînd adaptarea muncii la posibilitățile fiziologice ale omului, evitarea suprasolicitării acestuia.

Bibliografie

- [1] ISAC, P. Studiul muncii. Vol. I, Studiul muncii, Ed. tehnică București, 1971. vol. II, Studiul metodelor, Ed. tehnică, București, 1971.
- [2] Anghelescu, V. Elemente de ergonomie aplicată, Ed. politică, București, 1971.

CODREA, M.

STUDIUL MUNCII - INSTRUMENT DE ORGANIZARE STIINTIFICA A
PROCESELOR DE MUNCA - CU APLICATII IN INDUSTRIA
CONSTRUCTOARE DE MASINI

Rezumat

Dacă este un subiect asupra căruia s-a scris foarte mult, acesta este organizarea, considerată factor esențial al ridicării eficienței economice în orice domeniu al vieții sociale.

Pornind de la premisa că, soluțiile organizatorice optime nu se pot obține doar pe baza intuiției, ci prin abordarea sistematică și critică a proceselor de muncă, lucrarea prezintă utilizarea studiului muncii - instrument de organizare științifică a producției și a muncii - la raționalizarea unei linii de fabricație.

L'ETUDE DU TRAVAIL - INSTRUMENT D'ORGANISATION SCIENTIFIQUE
DES LA PRODUCTION - AVEC APPLICATIONS DANS L'INDUSTRIE DE
LA CONSTRUCTION DES MACHINES

Résumé

S'il y a un sujet sur lequel on a beaucoup écrit pendant cette dernière époque, c'est l'organisation, un facteur important de l'augmentation de l'efficacité économique dans tous les domaines d'activité.

Partant de la prémisse qu'on ne peut obtenir les meilleures solutions qu'en abordant systématiquement et critiquement les processus de travail, cet ouvrage présente l'emploi de l'étude du travail pour la rationalisation d'une technologie.

ASPECTE ECONOMICE ALE DETERMINARII MARIMII OPTIME A
LOTULUI DE FABRICATIE IN PRODUCTIA DE SERIE

Dr. I. Oprei, conferențiar ;
Ing.I. Lascu, șef lucrări .

Un element caracteristic în cadrul producției de serie îl constituie lansarea în fabricație a producției în loturi.

Prin lot de fabricație se înțelege cantitatea de obiecte ale muncii identice (semifabricate, piese, subansamble) care se lansează împreună în fabricație și care se prelucreză cu un singur consum de timp de pregătire - încheiere a lucrărilor.

Timpul de pregătire - încheiere a lucrărilor pentru prelucrarea unui lot de piese cuprinde:

- * timpul necesar lansării lotului;
- timpul pentru aprovizionarea locului de muncă cu echipamentul tehnologic necesar (SDV);
- timpul necesar pentru instruirea lucrătorilor pe baza documentației tehnice, sau pentru studierea de către aceștia a documentației respective;
- timpul pentru reglarea utilajelor la care trebuie să se execute lotul de fabricație;
- timpul pentru încheierea lucrărilor și predarea lotului de piese prelucrate.

Subliniem că în activitatea practică se mai folosesc uneori ca expresii identice seria și lotul, ceea ce este cu totul greșit. Lotul este o categorie tehnică - economică de producție pe când seria se referă la realizarea unui anumit număr de produse de aceeași construcție, care de regulă nu pot fi modificate constructiv. Modificările constructive se admit numai de la o serie la alta.

Între serie și lot există o strînsă dependență. Numărul pieselor sau subansamblelor care trebuie produse într-un lot depinde direct de mărimea seriei. Dacă în cadrul unei întreprinderi se fabrică în paralel serii diferite, dar cu piese sau subansamble identice, urmare a acțiunii de unificare și tipizare, în acest caz numărul pieselor sau subansamblelor din lot depinde de mări-

mea acestora.

Insemnătatea tehnico - economică a fabricării produselor în loturi constă în avantajele pe care le crează față de producția individuală, prin faptul că fiecare lot de piese ce se lansează, asigură o continuitate mai mare a operațiilor, același echipament tehnologic conducând la o productivitate a muncii mai ridicată și un cost de fabricație relativ mai scăzut.

O problemă economică de maximă importanță care depășește de fapt granițele întreprinderii o constituie determinarea mărimii optime a lotului de fabricație, adică a acelei mărimi în care cheltuielile totale să fie minime. Această necesitate apare ca rezultat al faptului că unele cheltuieli scad pe unitatea de produs ca urmare a creșterii numărului pieselor din lot, iar altele cresc mai mult sau mai puțin proporțional cu creșterea mărimii lotului de fabricație.

Chiar dacă sub aspect tehnico - organizatoric creșterea mărimii lotului de fabricație poate apare ca justificată, este necesar să se țină seama și de aspectele economice, în sensul că această mărire a numărului de piese din lot poate conduce la creșterea nejustificată a cheltuielilor de producție. De obicei, un lot de fabricație cu un număr prea mare de piese atrage după sine creșterea duratei ciclului de fabricație și ca atare mărire stocului producției neterminate și deci a pierderilor cauzate de imobilizarea mijloacelor circulante în producție neterminată. De asemenea, sînt afectate în mod corespunzător și cheltuielile de depozitare. Din acest punct de vedere cu cît se mărește lotul de fabricație cu atît mai mari vor fi pierderile ce revin pe unitatea de produs.

Pentru sistematizare s-au grupat cheltuielile dependente de mărimea lotului și independente de mărimea lotului în modul următor:

I. Cheltuieli independente de mărimea lotului, care se calculează cu relația:

$$y_1 = m + r + c ,$$

în care:

y_1 - cota parte din costul de producție independentă de mărimea lotului;

m - costul materialelor;

r - retribuția directă a muncitorilor productivi;

c - cheltuieli indirecte de fabricație..

Pentru simplificare notăm suma acestor elemente cu "I" ($y_1 = I$).

II. Cheltueli dependente de mărimea lotului, care pot fi la rândul lor grupate în:

a) Cheltueli de pregătire - încheiere, care se calculează pe baza relației:

$$y_2 = \frac{\sum C_{pi}}{x},$$

în care:

y_2 - cota parte din cheltuelile care privesc lucrările de pregătire - încheiere;

C_{pi} - suma cheltuelilor de pregătire și încheiere;

x - numărul pieselor din lot.

b). Cheltueli care privesc pierderile cauzate prin imobilizarea mijloacelor circulante, care afectează deopotrivă atât economia întreprinderii, cât și economia națională ce se pot determina pe baza relației:

$$y_3 = \frac{(I + \frac{\sum C_{pi}}{x}) K \cdot \gamma}{\sum Q_{pl.}}$$

în care:

y_3 - cota parte din pierderile cauzate cu imobilizarea mijloacelor circulante pe unitatea de produs;

K - coeficient de corectare ținând seama de creșterea cheltuelilor în producția neterminată;

γ - coeficientul de pierderi ca urmare a imobilizării mijloacelor circulante, conform instrucțiunilor bancare;

$\sum Q_{pl.}$ - programul de producție anual planificat.

c) Cheltueli cu depozitarea, calculate pe baza relației:

$$y_4 = \frac{(I + \frac{\sum C_{pi}}{x} + V p) K \cdot \gamma}{\sum Q_{pl.}},$$

în care: y_4 - cota parte a cheltuelilor legate de depozitare;

V - volumul în m^3 ocupat de un produs;

p - cheltueli (prețul) unui m^3 de magazie.

Expresa analitică a costului de producție a unui piese, în funcție de numărul de piese din lot se obține însumând cheltuelile de producție determinate după relațiile de mai sus, adică:

$$C_p = y_1 + y_2 + y_3 + y_4 = I + \frac{\sum C_{pi}}{x} + \frac{(I + \frac{\sum C_{pi}}{x}) K \gamma}{\sum Q_{pl.}} + \frac{(I + \frac{\sum C_{pi}}{x} + v.p) K \gamma}{\sum Q_{pl.}},$$

relație care trebuie să condiționeze, alături de considerentele tehnico-organizatorice mărimea optimă a lotului de fabricație.

OPREI, I., LASCU, I.

ASPECTE ECONOMICE ALE DETERMINĂRII MARIMII OPTIME A LOTULUI
DE FABRICATIE IN PRODUCTIA DE SERIE

Rezumat

O caracteristică esențială a fabricației în cadrul producției de serie din întreprinderile constructoare de mașini o constituie lansarea în fabricație a producției pe loturi.

Deoarece mărimea lotului afectează direct cheltuielile de fabricație, autorii subliniază necesitatea ca la determinarea mărimii lotului de fabricație să se țină seama, alături de considerentele tehnico - organizatorice și de aspectele economice. În acest sens, pe baza unei grupări prealabile a cheltuielilor ocazionale cu prelucrarea lotului, se redau relațiile de calcul pentru determinarea mărimii acestor cheltuieli.

WIRTSCHAFTLICHE GESICHTSPUNKTE DER BESTIMMUNG DER OPTIMALEN
GRÖSSE DES HERSTELLUNGSLOSES IN DER SERIENPRODUKTION

Zusammenfassung

Ein Wesentliches Kennzeichen der Herstellung im Rahmen der Serienproduktion aus den Betrieben des Maschinenbaues stellt die Erzeugungsaufnahme der Produktion in Losen dar.

Da die Grösse des Loses die Fertigungskosten unmittelbar bestimmt, unterstreichen die Verfasser die Notwendigkeit, dass bei der Bestimmung der Grösse des Herstellungsloses, neben den technisch - organisatorischen Überlegungen auch die Wirtschaftlichen Gesichtspunkte berücksichtigt werden. In diesem Sinne werden auf Grund einer vorausgehenden Gruppierung der von der Bearbeitung des Loses veranlassten Kosten die Berechnungsbeziehungen für die Bestimmung der Grösse dieser Kosten wiedergegeben.



MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
UNIVERSITATEA DIN BRASOV

Tiraj : 250

Comanda: 187/23.04.1979.

Executat în cadrul sectorului Reprografie

1980 AUG 8